

Die Dampflokomotive am Ende ihrer Entwicklung

Zum Stand der Technik in Europa und Nordamerika



Foto: Manfred Keller



Foto: F.-W. Koch

Jan Hartmann 2011

1	Vorwort
2	Begriff, Ermittlung und Darstellung des „Standes der Technik“
2.1	Der Begriff „Stand der Technik“
2.2	Die Ermittlung des Standes der Dampfloktechnik in Europa und Amerika
2.3	Darstellung des Standes der Dampfloktechnik am Ende ihrer Entwicklung
3	Gesamtauslegung
4	Der Kessel
4.1	Einführung
4.1.1	Allgemeines
4.1.2	Kenngrößen
4.1.3	Verhältnisswerte
4.2	Stand der Technik
4.2.1	Der eigentliche Kessel
4.2.2	Feuerung
4.2.3	Saugzuganlage
4.2.4	Überhitzer
4.2.5	Vorwärmer und Kesselspeisung
4.2.6	Bauliche Einzelheiten
4.2.7	Tender
5	Dampfmaschine und Triebwerk
5.1	Einführung
5.2	Stand der Technik
5.2.1	Zylinder, Kolben, Kolbenstange, Kolbenringe
5.2.2	Kreuzkopf, Kreuzkopfbolzen, Kreuzkopfbolzenlager, Kolbenstangenanschluß
5.2.3	Innere Steuerung
5.2.4	Äußere Steuerung
5.2.5	Treibstange, Treibzapfenlager, Kuppelstangen, Kuppelstangenlager
5.2.6	Material
6	Der Rahmen
6.1	Einführung
6.2	Stand der Technik
7	Das Laufwerk
7.1	Einführung
7.1.1	Starrrahmen-Lokomotiven
7.1.2	Gelenk-Lokomotiven – Rahmen und Laufwerk
7.2	Stand der Technik
7.2.1	Starrrahmen-Lokomotiven. . Antriebsräder, Lauf- und Tenderräder, Achswellen, Achslager, Federung, Lastausgleich, Massenausgleich, Spurführung, Bremsen
7.2.2	Gelenk-Lokomotiven. Rahmen und Laufwerk

8	Leistungen
8.1	Einführung
8.1.1	Kennwerte der Leistungen
8.1.2	Indizierte Leistung / Gesamtmasse
8.1.3	Indizierte Leistung / Reibungsmasse
8.1.4	Indizierte Zugkraft / Reibungsmasse
8.1.5	Verhältnisse mit P_e
8.2	Stand der Technik
8.2.1	Indizierte Leistung / Gesamtmasse
8.2.2	Indizierte Leistung / Reibungsmasse
8.2.3	Indizierte Zugkraft / Reibungsmasse
8.2.4	Verhältnisse mit P_e
9	Einsatz und Erhaltung
9.1	Einsatz : Fahrstrecken und Verfügbarkeit
9.1.1	Einführung
9.1.2	Stand der Technik
9.2	Erhaltung
9.2.1	Einführung
9.2.2	Stand der Technik
10	Schlußbetrachtungen
10.1	Größenentwicklung
10.2	Wirtschaftlichkeit
10.3	Umweltbelastung
10.4	Folgerungen
10.5	Schluß
11	Anhang
11.1	Einführung
11.2	Zur Baker-Steuerung
11.3	Zum Lastausgleich
11.4	Zum Massenausgleich
11.5	Zur Spurführung
11.6	Zu den Einheiten
11.7	Zu Werkstoffangaben
11.8	Kurzbezeichnungen von Bahnverwaltungen
11.9	Schriftumsverzeichnis

Zum Stand der Dampflokomotivtechnik am Ende ihrer Entwicklung

1 Vorwort

Vor reichlich zweihundert Jahren - 1803 oder 1804 - fuhr die Lokomotive von Trevithick als erste Dampflokomotive der Welt. Es gab zwar vorher seit langem schon Wagen und auch spurgeführte Wagen, jedoch nur Pferdezug oder gelegentlich Zug durch stationäre, dampfbetriebene Windenanlagen. Mit der Lokomotive wurde nun erstmalig eine Zugkraft zur Verfügung gestellt, wie sie auch mit vielen Pferden nicht erreichbar war. Vielleicht wichtiger noch : Dies geschah bei Geschwindigkeiten, die einem ziehenden Pferd ganz unmöglich zu erreichen waren, zumal für einen längeren Zeitraum. Mit anderen Worten war es die Vervielfachung der für das Ziehen von Wagen verfügbaren Dauerleistung, die den Beginn des Eisenbahnwesens ausmachte. Man kann dies wohl ohne Übertreibung als einen Wendepunkt in der Kulturgeschichte bezeichnen. Dabei verdient festgehalten zu werden, daß diese Entwicklung sozial verhältnismäßig gut verträglich ablief. Im Gegensatz zu anderen Vorgängen der Industrialisierung (z.B. bei Textilmaschinen) vernichtete die Eisenbahn kaum Arbeitsplätze sondern schuf neue, und zwar solche, die i.a. nicht zu ausbeuterischen Verhältnissen führten. Hierzu sei eine Bemerkung von Ernst Jünger (1965)¹ angeführt, der der Technikbegeisterung gewiß unverdächtig ist. Jünger bezeichnete die „Maschine“ an sich als ein Raubtier, dessen Gefährlichkeit der Mensch nicht gleich erkannte, fügte dann aber hinzu : „Merkwürdig ist, daß es bei ihrer ersten Verwendung, als Lokomotive, zur guten Lösung kam.“ Dies bezieht sich auf die sozialen Auswirkungen und wird von Jünger noch näher ausgeführt. Es ist dabei unwichtig, dass die Lokomotive ja durchaus nicht die „erste Verwendung“ einer Maschine war.

Im Gegensatz zu den meisten der damals schon vorhandenen Dampfmaschinen (z.B. Wasserhaltungsmaschinen in Bergwerken, Werkzeugmaschinen, Schiffsmaschinen) war die Dampflokomotive aber sofort breiten Kreisen der Bevölkerung sichtbar. Da sie mit dem freiliegenden Kurbeltriebwerk, den Zylindern und dem Kessel auch eine in großen Zügen verhältnismäßig leicht zu begreifende Maschine ist, kann es nicht wundern, daß sie schnell eine noch bis heute anhaltende, große Volkstümlichkeit gewann und für über 100 Jahre zur Verkörperung des Verkehrs und des technischen Fortschrittes überhaupt wurde.

Die Zeit der Dampflokomotive umfasste dann etwa 170 Jahre und ist nun abgeschlossen. Wie man aus ähnlichen Fällen weiß, dauert es dann nicht mehr lange, bis die technischen Grundlagen eines Zweiges der Technik, der durch eine neue Technologie ersetzt wurde, praktisch verloren gehen. Diesen Verlust – der u.E. der Verlust eines wichtigen Kulturgutes ist – zu verhindern oder zumindest zu hemmen, ist uns ein besonderes Anliegen und die eigentliche Zielsetzung dieser Arbeit. Wir versuchen das durch eine Darstellung des letzten Standes der Technik der Stephenson'schen Dampflokomotive (zur Definition siehe Abschn. 3.1) in Europa und in Nordamerika. Russland und China müssen wir dabei unberücksichtigt lassen, weil uns ausreichende Informationen über die dort zuletzt gebauten Dampflokomotiven nicht zur Verfügung stehen.

Bisher ist uns eine andere, derartige Arbeit nicht bekannt geworden, wenn auch das höchst empfehlenswerte Buch von Giesl-Gieslingen (1986) eine ähnliche Zielsetzung hat.

Im folgenden werden die einzelnen Baugruppen und Themenbereiche der Lokomotive durchgesprochen. Dabei muß eine gewisse Kenntnis der Dampflokomotive vorausgesetzt werden. Trotzdem beginnen die Kapitel – um auch dem fachtechnisch weniger bewanderten Leser das Verständnis zu erleichtern und die Betrachtungsweise zu klären – immer mit einer Einführung in die Aufgabenstellung für die jeweilige Baugruppe, woran sich die Darstellung des letzten Standes der Technik an-

¹ Bezeichnungen dieser Art verweisen auf das Schrifttumsverzeichnis, Abschnitt 11.9.

schließt. Dieser wird aber nicht nur referiert, sondern er wird auch aus der Sicht eines heutigen Ingenieurs kritisch betrachtet. Dies zu tun, scheint uns geboten, da die bisherigen Darstellungen (besonders in der Fachpresse u. dgl.) ein sachliches Abwägen des Für und Wider einer Konstruktion oft vermissen lassen, sondern sich auf das „Für“ oder die reine Beschreibung beschränken. Das ist zwar bis zu einem gewissen Grad verständlich, jedoch kann man eine Bauweise und ihren Einfluß auf die Lokomotive als Ganzes erst richtig verstehen, wenn man nicht nur weiß, warum sie gewählt wurde, sondern auch, wo ihre Begrenzungen liegen, denn wo Licht ist, ist immer auch Schatten. Natürlich hat eine solche kritische Bewertung immer einen stark subjektiven Zug, dessen sind wir uns bewußt. Der Verfasser würde gerne mit Vertretern anderer Sichtweisen darüber ins Gespräch kommen.

Auf einen eingehenden Beleg jeder Einzelaussage wurde verzichtet, um den Text gut lesbar zu machen. Wer in Einzelheiten tiefer eindringen will, findet in dem angegebenen Schrifttum dafür mehr oder weniger ausführliches Material und technische Zeichnungen und weitere Literatur (am umfassendsten ist wohl Giesl-Gieslingen (1986)). Allerdings kann es dabei nicht überraschen, daß einerseits die meiste hier in Frage kommende Literatur im Handel längst vergriffen und die Suche danach in technischen Bibliotheken und Antiquariaten aufwendig und mühsam ist, und daß andererseits die deutschsprachigen Veröffentlichungen für Europa im Vordergrund stehen.

Zur Veranschaulichung der jeweiligen Sachverhalte dienen oft Handskizzen, weil mit ihnen die Kernaussagen oft besser hervorzuheben sind als mit technischen Zeichnungen. Für den amerikanischen Raum – d.h. USA und Kanada – ist von dieser Regel allerdings abgewichen worden. Denn einmal sind technische Einzelheiten von amerikanischen Lokomotiven in Europa nur vereinzelt, unsystematisch und verstreut veröffentlicht worden und dem hiesigen Leser also besonders schwer zugänglich. Andererseits gibt es in Nordamerika die unschätzbar wertvollen Bände der „Locomotive Cyclopedia“, hier zitiert als LC (Jahr), eine in Abständen von mehreren Jahren erscheinende systematische Zusammenfassung dessen, was im Lokomotivbau in dem betr. Berichtszeitraum veröffentlicht worden ist. Wir hatten Gelegenheit, die Jahrgänge 1941 und 1947 auszuwerten. Der folgende Jahrgang 1956 behandelt die Dampflokomotive praktisch schon gar nicht mehr, d.h. dass LC (1947) den Stand der Dampfloktechnik in Nordamerika am Ende ihrer Entwicklung auf etwa 1400 großformatigen Seiten mit etwa 1250 Abbildungen wiedergibt. Wir hielten es für unvertretbar, diese Informationsquelle nicht ausgiebig zu nutzen, wenn das auch dazu führte, dass die amerikanische Technik bei den Abbildungen besonders stark vertreten ist.

Damit sind wir auch bei den Danksagungen und beginnen damit, dem Verlag Simmons-Boardman Publishing Corporation, New York, für die Erlaubnis zur unentgeltlichen Wiedergabe der vielen in dieser Arbeit verwendeten Abbildungen aus den Bänden LC (1941) und besonders LC (1947) sehr herzlich zu danken. Ein ähnlich großzügiges Entgegenkommen war von einigen bedeutenden Verlagen in Deutschland und Großbritannien leider nicht zu erreichen. Um so mehr gilt unser Dank weiterhin :

Herrn Dipl.-Ing. Manfred Keller für das Titelbild der DB-Lok Baureihe 23 .

Dem Kosmos Verlag für die Abb. 8-1 aus der Quelle Düring (1979).

Dem Reprint Verlag, Leipzig / Holzminden für Seitenrisse von DR-Lokomotiven im Abschn. 3 aus der Quelle „Merkbuch (1962)“.

Dem Verlag Wydawnictwa Komunikacji i Łączności spółka z o.o., Warschau für die Seitenrisse der polnischen Lokomotiven aus der Quelle Pokropinski (1987), hier Abschn. 3 .

Eine ganze Reihe von weiteren Urheberrechtsinhabern antwortete nicht auf unsere Anfrage, was wir als Wiedergabeerlaubnis ansahen, für die wir ebenfalls danken. Andere Urheberrechtsinhaber waren gar nicht mehr zu ermitteln, für Hinweise in dieser Richtung sind wir aber dankbar. Die Quelle ist bei jeder Abbildung angegeben, i.a. wird dabei auf das Schriftumsverzeichnis Abschn. 11.9 verwiesen.

Mein Dank gilt auch meinem Sohn, Dr.med. Friedrich Hartmann, für die Anregung zur Veröffentlichung dieser Arbeit im Internet und für seine unverdrossene Hilfe dabei im Bereich der EDV und der grafischen Gestaltung, meinem Sohn Hellmut Hartmann, M.Sc., für die englische Zusammenfassung und zuletzt, aber durchaus nicht am wenigsten, meiner Frau für ihre jahrzehntelange Geduld gegenüber den Einschränkungen des Familienlebens, die mit so einer und ähnlichen Arbeiten verbunden sind.

J. H.

Nürnberg, Januar 2011

2 Der Begriff „Stand der Technik“, seine Ermittlung und Darstellung

2.1 Der Begriff „Stand der Technik“

Unter dem „Stand der Technik“ versteht man die Gesamtheit des Könnens und Wissens darüber, wie man auf einem bestimmten Teilgebiet der Technik zu einem bestimmten Zeitpunkt theoretisch und praktisch bewährt optimal konstruieren und bauen kann. Dazu sind dann auch die Leistungen (im weiteren Sinn) des Bauwerks (also hier der Dampflokomotive) zu zählen, ebenso die Höhe der Erstellungs-, Betriebs- und Erhaltungskosten soweit sie konstruktiv bestimmt sind.

Man geht immer davon aus, dass ein Bauwerk dem Stand der Technik zur Zeit seiner Planung entspricht. Im Streitfall – insbesondere auch bei gerichtlichen Auseinandersetzungen – hat der Erbauer das nachzuweisen und ein Sachverständiger es zu prüfen. Beide werden sich dabei vornehmlich auf Veröffentlichungen gleichartiger Bauwerke stützen, aber auch einschlägige Aussagen von fachwissenschaftlichen Lehrbüchern zu Rate ziehen. Man setzt natürlich auch eigene Erfahrungen des Sachverständigen voraus, die die i.a. zahlreichen Lücken in den Quellen ausfüllen müssen.

In der Technikgeschichte insbesondere beschreibt der Stand der Technik, was zu einem bestimmten Zeitpunkt und in einem bestimmten Land möglich und was seiner Zeit voraus oder was rückständig war. Behandelt man eine abgeschlossene Entwicklung (wie es in dieser Arbeit geschieht), so handelt es sich um eine Bestandsaufnahme dessen, bis wohin die Technik auf diesem Gebiet gekommen war. Eigene Erfahrungen des Sachverständigen sind dabei aus naheliegenden Gründen meistens nicht zu erwarten, er muß sich ganz auf die oben genannten Quellen und seine Kenntnis ähnlicher technischer und physikalischer Probleme stützen.

2.2 Die Ermittlung des Standes der Dampflokomotivtechnik in Europa und Amerika

Eine grundsätzliche Schwierigkeit liegt stets bei der Beschaffung von Daten über Leistungen und Zugkräfte, wie sie hier z.B. vor allem für den Abschn. 8 wichtig sind. Angaben darüber finden sich nur in den wenigsten Veröffentlichungen. Und auch diese sind durchweg nicht miteinander vergleichbar, weil wichtige Ausgangsdaten fehlen und / oder ihre Definitionen unterschiedlich / unbekannt sind. Deshalb wurde der Weg beschritten, die Leistungen und Zugkräfte für alle vorgestellten Lokomotiven nach ein und demselben Verfahren neu zu berechnen. Es gibt eine Reihe derartiger Verfahren, gewählt wurde das von Giesl-Gieslingen (1976) angegebene, welches von Hartmann (2002) auf die gegenwärtig gültigen gesetzlichen Einheiten umgerechnet und mit einer ausführlichen Anleitung versehen wurde. Die betr. Lokomotiven und ein Teil der Rechenergebnisse sind in den Abbn. Tab. 2-1, 2-2 und 2-4 aufgeführt, ausführliche Erläuterungen dazu am Anfang von 2-1. Einige zugehörige Tender stehen in Abb. Tab. 2-3. Die dadurch gewonnenen Daten sind voll miteinander vergleichbar, dagegen werden Daten in Veröffentlichungen u.dgl. meist abweichen - u.U. erheblich -, ohne dass man eine der Angaben für „falsch“ halten muß, dies einfach deswegen, weil die Ausgangswerte der Rechnungen und der Rechnungsgang unterschiedlich waren.

Bei der vorliegenden Untersuchung wurde der Stand der Technik in Europa wie folgt definiert :

Es wird angenommen, daß die Programme von neuen Kolben-Dampflokomotiven, die nach dem zweiten Weltkrieg in Europa aufgestellt und größtenteils auch verwirklicht wurden, dem Stand der Dampflokomotivtechnik entsprachen, wie er von den betr. Bahnverwaltungen in der Mitte des 20. Jahrhunderts gesehen wurde. Diese Lokomotiven werden hier stets als „Neubaulokomotiven“ bezeichnet, sofern eine Abgrenzung gegen ältere Maschinen beabsichtigt wird.

Diese Betrachtungsweise erfaßt den sehr großen und wichtigen Erfahrungsschatz der jeweiligen Bahnverwaltungen. Derartige Neubaulokomotiven wurden nach dem 2. Weltkrieg in Großbritannien von den British Railways (weiterhin stets als BR zitiert), in der Tschecho-Slowakei von der dortigen Staatsbahn (CSD), in Deutschland von der Deutschen Bundesbahn (DB) der BRD, und der Deutschen Reichsbahn (DR) der DDR und in Polen von der Polnischen Staatsbahn (PKP) geschaffen. Für die Programme von BR, DB und DR liegen hierfür gute Veröffentlichungen vor (vgl. das Literaturverzeichnis, Abschn. 11.9) – wenngleich auch hier noch Fragen unbeantwortet bleiben müssen – auf de-

ren Auswertung diese Untersuchung beruht. Bezüglich der CSD und der PKP ist die Quellenlage leider stark eingeschränkt, was u.a. auf die Sprachbarriere zurück zu führen ist. Das beschriebene Vorgehen bedingt aber andererseits, daß die wichtigen Entwicklungen in Frankreich (u.a. A. Chapelon) und Österreich (u.a. A. Giesl-Gieslingen) hier nur ganz am Rande einfließen können, da in diesen beiden Ländern keine neuen Einheitslokomotiven mehr geschaffen wurden. Offenbar sah man dort, wie ja auch im übrigen Europa, die Dampflokomotive zu dieser Zeit schon gar nicht mehr als Stand der Technik an, sondern ging sofort auf die elektrische und Diesel-Traktion über. Diese Beobachtung gibt Anlaß zu einer weiteren, wichtigen Bemerkung :

Auch bei den Verwaltungen, die neu bauten, wusste man natürlich, dass mittelfristig die Bauart der Stephenson'schen Dampflokomotive den Anforderungen des zunehmenden Verkehrs nicht mehr würde gerecht werden können. Man vermutete aber, dass die nötigen Kapital- und Fabrikationsmittel für die Umstellung auf Diesel- oder E-Traktion noch lange Zeit nicht vorhanden sein würden. Deshalb wurde es für nötig gehalten, den verbliebenen Dampflokpark für eine Übergangszeit zu erhalten und vorsichtig auszubauen, um zunächst die Verkehrsleistungen kräftig zu steigern. Um dies schnell und mit begrenzten Mitteln zu erreichen, verzichtete man von vornherein darauf, ganz neue Bauarten zu schaffen, für die es an sich schon Ansätze gab. Man konzentrierte sich stattdessen bei der Schaffung neuer Typen auf kleinere Verbesserungen der bewährten Grundbauart, die immerhin schon etwa 110 Jahre alt war.

Anders war die Lage bezüglich des Standes der Dampfloktechnik in Amerika. Dort hatte sich der Krieg in der Weise ausgewirkt, dass die Bestände an Dampflokomotiven einerseits stark abgefahren waren, andererseits hatte sich durch Schaffung von Einheitstypen eine gewisse Vereinheitlichung des außerordentlich bunten Bestandes angebahnt. Diese Maschinen galten auch als erfolgreich, nichtsdestoweniger wurde dieser Weg nach Kriegsende nicht weiter verfolgt, d.h. die nunmehr wieder ganz freien Bahnverwaltungen bestellten neue Lokomotiven – soweit sie es überhaupt noch taten – ganz unabhängig voneinander. In diese Entwürfe flossen die ganzen Erfahrungen der jeweiligen Verwaltungen und der Hersteller ein. Diese Maschinen unterschieden sich darum vielfach nicht sehr von denen früherer Baujahre – wie es in Europa im Grunde ja auch der Fall war.

In LC (1947) finden sich auf den Seiten 110 – 113 relativ ausführliche Tabellen der Hauptdaten von insgesamt 69 „recent“ Dampflokomotiven, von denen die ältesten etwa von 1930 stammten. Dies ist wohl die wichtigste Quelle für systematisch zusammengestellte Daten von amerikanischen Dampflokomotiven. Von diesen wurde etwa die Hälfte für die Ermittlung der Leistungen und Zugkräfte ausgewählt und nach dem Giesl-Verfahren (s.o.) durchgerechnet.

Deshalb nehmen wir an, dass die in Amerika nach etwa 1930 – schwerpunktmäßig aber nach 1940 – gebauten Lokomotiven dem Stand der Dampflokomotivtechnik entsprachen, wie er von den betr. Bahnverwaltungen in der Mitte des 20. Jahrhunderts gesehen wurde. Auch diese Lokomotiven werden hier stets als „Neubaulokomotiven“ bezeichnet, sofern eine Abgrenzung gegen ältere Maschinen beabsichtigt wird.

2.3 Darstellung des Standes der Dampflokomotivtechnik am Ende ihrer Entwicklung

Wie wir den Stand der Technik nun sehen, wurde also ermittelt, wie es in Abschn. 2.2 erläutert ist. Wichtige Einzelheiten dazu finden sich in der Vorbemerkung für die folgende Abb. Tabelle 2-1 und im weiteren Text dieser Arbeit. In den folgenden Tabellen sind zunächst kennzeichnende Einzelheiten aller in dieser Arbeit behandelten Lokomotiven zusammengestellt.

Abb. Tab. 2-1 gibt kennzeichnende Einzelheiten der europäischen Neubaulokomotiven an.

Abb. Tab. 2-2 “ “ “ von grundumgebauten Einheitslokomotiven der DRG an, die praktisch ebenfalls dem letzten Stand der Technik entsprechen.

Abb. Tab. 2-3 gibt kennzeichnende Einzelheiten von Tendern (Europa und Amerika) an.

Abb. Tab. 2-4 “ “ “ der ausgewerteten amerikanischen Lokomotiven an.

Vorbemerkungen zu den Abb. Tab. 2-1, 2-2 und 2-4

Die Abb. Tab. 2-1, 2-2 und 2-4 sollen keine eingehende Darstellung der behandelten Maschinen sein, sondern die Lokomotiven nennen, die die Grundlage dieser Arbeit bilden und daneben nur eine ganz rohe Kennzeichnung nach verschiedenen Merkmalen bieten. Hinweise auf genauere technische Angaben mit Maßskizzen und Bildern findet man vorwiegend unter der Angabe „Quelle“ am Schluß der Tabelle, die ihrerseits auf das Literaturverzeichnis im Abschn. 11.9 verweist.

Die Abb. Tab. 2-1 und 2-2 enthalten i.a. alle Lokomotiven, die im Schrifttum aufgeführt sind, auch solche Baumuster, von denen nur ganz wenige Stücke gebaut wurden. Eine Ausnahme bilden hier die Maschinen der CSD. Bei diesen gab es so viele Unterbauarten, die gegenüber dem Ausgangsmuster nur kleine Unterschiede aufweisen und deren Identifikation daher so schwierig ist, daß hier nur eine kennzeichnende Auswahl getroffen werden konnte. Letzteres gilt sinngemäß auch für die Tender, Abb. Tab. 2-3, und die amerikanischen Maschinen der Abb. Tab. 2-4.

Spalte 1 : Gibt die laufende Nr. an, ferner eine Kennzahl für die Quelle, die die umfassendsten Angaben über die betr. Maschine enthält und eine Kennzahl für eine Abb. der Maschine, falls sie in diesem Text vorhanden ist. Erklärung der Kennzahlen am Schluß der Tabelle.

Spalte 2 : Kurzzeichen der Bahnverwaltung, zu der die betr. Maschine gehörte : BR = British Railways, CSD = Tschecho-Slowakische Staatsbahn, DB = Deutsche Bundesbahn, DR = Deutsche Reichsbahn, PKP = Polnische Staatsbahn

Spalte 3 : Dies ist die amtliche Bezeichnung, unter der die Lokomotive bei ihrer Verwaltung geführt wurde und die auch hier meist verwendet wird.

Spalte 4 : Die Kurzbezeichnung nach der in Deutschland üblichen Schreibweise, für Erläuterungen und einen Vergleich mit der anglo-amerikanischen Schreibweise nach Whythe siehe Anhang 11.8.

Spalte 5 : Die Anzahl der von dem betr. Typ gebauten Lokomotiven läßt vorsichtige Rückschlüsse darauf zu, wieweit sie einem wirklichen Bedürfnis entsprachen. Die genaue Anzahl war nicht immer zu ermitteln, die Größenordnung dürfte aber jedenfalls zutreffen.

Spalte 6 : Die Angabe der Achslast, die sich nur auf die Antriebsachsen bezieht, gestattet eine Einordnung der Maschinen in ihre Größenklassen. Bei Tenderlokomotiven wurde durchweg, wie allgemein üblich, mit 2/3 der Vorräte gerechnet.

Spalte 7 : Der Treibraddurchmesser kennzeichnet eine Lokomotive recht gut hinsichtlich der Dienste, für die sie gedacht ist. Ganz grob kann man sagen, daß Durchmesser über 1800 mm Schnellzuglokomotiven, unter 1500 mm Güterzuglokomotiven und dazwischen liegende Durchmesser Personenzuglokomotiven zuzuordnen sind. Natürlich gab es aber im praktischen Betrieb immer Überschneidungen.

Spalte 8 : Die Heizfläche des Kessels gibt einen Hinweis auf dessen „Größe“. Es ist immer die feuerberührte Verdampfungsheizfläche genannt, also ausschließlich der Überhitzerheizfläche. Alle Maschinen sind Heißdampfmaschinen.

Spalten 9 und 10 : Die Angaben unter v' (dies ist die günstigste Geschwindigkeit, d.h. die Geschwindigkeit, bei der der spez. Dampfverbrauch am geringsten ist. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit wird nach ganz anderen Gesichtspunkten festgelegt und kann darüber oder darunter liegen) und P_i (indizierte Leistung bei der günstigsten Geschwindigkeit) wurden – ebenso wie die in Abschn. 8 gebrauchten Werte – für alle Maschinen einheitlich nach (Giesl-Gieslingen 1976) bzw. (Hartmann 2002) errechnet. Dabei wurde als Reibungsfaktor $\rho = 0,19$ und als Brennstoff Steinkohle mit einem unteren Heizwert von 29 300 kJ/kg (= 7000 kcal/kg) vorausgesetzt. Insbesondere bei den offenbar für heizwertarme Brennstoffe ausgelegten Kesseln der CSD-Maschinen ergeben sich hierdurch überhöhte Leistungsdaten. Schon deswegen sind die Werte mit denen aus anderen Veröffentlichungen nicht ohne weiteres zu vergleichen. Dies ist aber auch aus folgendem Grund nicht möglich : Sofern sich bei der Berechnung Kesselleistungen von mehr als etwa 75 kg/m²h (also kg Dampf je m² Verdampfungsheizfläche je Stunde) ergaben, wurden die Leistungen nur mit 75 kg/m²h berechnet. Dies wurde deshalb so

gehandhabt, weil keine auf langjährigen Erfahrungen beruhenden Angaben bekannt sind, nach denen Lokomotivkessel auf Dauer höhere Leistungen ohne Schädigung erbringen können. Schon der genannte Wert liegt um etwa 30 % über dem, den man z.B. bei der DRG den Kesseln zumutete, nämlich 57 kg/m²h. Bei den Maschinen, die mit Ölfeuerung ausgerüstet waren, wurde hier ebenfalls mit Kohlefeuerung gerechnet, um Vergleiche zu erleichtern. Die Ölfeuerung wurde aber auch kaum zu einer Erhöhung der Leistung der Lokomotiven benutzt, da die oben beschriebene Begrenzung der Kesselleistungen von der Feuerungsart praktisch unabhängig ist.

Abb. Tab. 2-1

Kennzeichnende Einzelheiten der europäischen Neubaulokomotiven

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Lfd.Nr. (Quell.) Bild	Verw.	Amtl.Bez.	Bauart	Anzahl gebaut	Achslast in t	Treibr. Ø mm	Heizfl. m ²	v' km/h	P' _i kW
1 (1) 4	BR	70	2'C1' h2	55	20,8	1881	212	145	1610
2 (1)	BR	71	2'C1' h3	1	22,4	1881	213	128	1720
3 (1)	BR	72	2'C1' h2	10	19,3	1881	178	131	1310
4 (1)	BR	73	2'C h2	172	19,3	1881	141	105	999
5 (1) 6	BR	75	2'C h2	80	17,5	1728	123	88	819
6 (1)	BR	76	1'C h2	115	17,2	1601	103	83	731
7 (1)	BR	77	1'C h2	20	16,5	1601	89,2	72	604
8 (1)10	BR	78	1'C h2	65	13,7	1525	87,7	66	477
9 (1) 7	BR	80	1'C 2' h2t	155	17,0	1727	117	87	803
10 (1)	BR	82	1'C 1' h2t	45	16,5	1601	89,2	72	604
11(1) 10	BR	84	1'C 1' h2t	30	13,4	1525	87,7	66	477
12 (1) 8	BR	92	1' E h2	251	15,8	1525	172	98	1340
13 (2) 6	CSD	475.1	2'D1' h2	147	15,2	1750	201	133	1580
14 (2) 4	CSD	498.1	2'D1' h3	15	18,0	1830	228	118	1790
15 (2) 7	CSD	477.0	2'D2' h3t	60	16,9	1624	207	110	1520
16 (2)	CSD	534.03	1'E h2	528	14,0	1310	206	88	1550
17 (2) 8	CSD	556.0	1'E h2	510	16,7	1400	201	99	1620
18 (3) 4	DB	10	2'C1' h3	2	22	2000	216	121	1 730
19 (3) 6	DB	23	1'C1' h2	105	18	1750	156	109	1 350
20 (4) 7	DB	65	1'D2' h2t	18	17	1500	147	83,3	1 210
21 (4)	DB	66	1'C2' h2t	2	16	1600	87,5	70,8	702
22(4) 10	DB	82	E h2t	41	18	1400	122	57,8	1 000
23 (3) 6	DR	23 ¹⁰	1'C1'h2	113	18	1750	160	106	1 310
24 (3)	DR	25 ⁰	1'D h2	2	17	1600	172	86,6	1 400
25 (5) 8	DR	50 ⁴⁰	1'E h2	88	15	1400	160	72,5	1 340
26 (4) 7	DR	65 ¹⁰	1'D2' h2t	88	17	1600	147	73,6	1 190
27 (4)	DR	83 ¹⁰	1'D2' h2t	27	15	1250	106	60,7	816
28 (6) 4	PKP	Pt 47	1'D1' h2	180	18	1850	228	113	1 790
29 (6) 6	PKP	Ol 49	1'C1' h2	115	17	1750	159	136	1 330
30 (6)	PKP	Ok55-3	2'C h2	3	19	1750	142	90,4	1 170
31 (6)	PKP	Ty 45	1'E h2	428	17	1450	197	83,9	1 750
32 (6) 8	PKP	Ty 51	1'E h2	232	21	1450	242	102	2 120
33 (6)10	PKP	TKt 48	1'D1' h2t	≈210	16	1450	123	76,9	1 010
34 (6)	PKP	TKr 55	1'D h2t	1	19	1450	97,1	65,9	762

Bezeichnung der Quellen in Spalte 1 : (1) Cox (1966), (2) Griebel (1969), (3) Weisbrod (1976), (4) Weisbrod (1978b), (5) Weisbrod (1978a), (6) Pokropinski (1987)

Bezeichnung der Bilder in Spalte 1 : Ein Seitenriß der betr. Lokomotive findet sich in : 4 : Abb. 3-4, 5 : Abb. 3-5, 6 : Abb. 3-6, 7 : Abb. 3-7, 8 : Abb. 3-8, 9 : Abb. 3-9, 10 : Abb. 3-10, alle im Abschn. 3. Dort sind auch die Quellen der Risse angegeben.

Abb. Tab. 2-2

Einige Grundumbauten und Rekonstruktionen von Dampflokomotiven europäischer Eisenbahnverwaltungen nach dem zweiten Weltkrieg

Hier sind einige Umbaulokomotiven aufgeführt, die in der Literatur näher beschrieben wurden und von denen man sagen kann, daß sie nach dem Umbau in allen wesentlichen Baugruppen dem letzten Stand der Technik entsprechen. Auch bei ihnen gab es eine ganze Anzahl von verschiedenen Ausführungen, im folgenden sind stets die Maschinen mit Kohlefeuerungen angeführt. Im Laufe der Zeit wurden immer mehr Lokomotiven auf Ölfeuerung umgestellt, dabei änderten sich die reinen Leistungsdaten aber nicht sehr stark.

Lfd.Nr. Quelle	Verw.	Amtl.Bez.	Kurz-Bez.	Anzahl gebaut	Achslast in t	Treibr. Ø mm	Heizfl. m²	v' km/h	P' _i kW
35 3	DB	01.10	2'C1'h3	54	20	2000	207	120	1 610
36 3	DR	01.5	2'C1'h2	35	20	2000	225	144	1 870
37 5	DB	41	1'D1'h2	103	18	1600	178	114	1 510
38 5	DR	41	1'D1'h2	21	18	1600	206	128	1 700

Quellen (wie Tab. 2.1) : 3 : Weisbrod (1976), 5 : Weisbrod (1978a)

Abb. Tab. 2-3 Tender ausgewählter europäischer und amerikanischer Lokomotiven

In Spalte 1 sind für Europa die lfd. Nr. der Lok nach Abb. Tab. 2.1 angegeben.

In Spalte 1 sind für Amerika die lfd. Nr. der Lok nach Abb. Tab. 2.4 angegeben.

1	2	3	4	5	6
lfd.Nr.	Lokomotive	Tender- Achsbild	Kohle [t]	Wasser [m³]	Länge ü.P. ≈ [m]
Europa :					
1	2'C1' h2 BR 70	3	7,1	19,3	7,3
12	1'E h2 BR 92	3	7,1	22,8	7,3
18	2'C1' h2 DB 10	2'2'	9,0	40,0	10,3
-	2'C2' h3 DRG 05	2'3	10,0	37,0	8,8
Amerika					
1	2'C1' h 2	2'2'	18,8	45,5	11,4
5	2'C2' h2	3'3'	28,4	51,5	12,8
7	2'D1' h2	3'3'	42,7	57,6	15,7
10	2'D2' h2	3'3'	20,8 [m³] Öl	81,5	13,8
16	1'D1' h2	3'3'	18,3	45,5	11,8
19	1'D2' h2	3'3'	24,4	83,4	16,8
26	1'E2' h2	4'4'	30,5	79,6	16,7
28	(2'C)'C2' h4	3'3'	26,4	75,8	13,8
30	(1'D)'D2' h4	3'3'	25,4	83,4	14,3
34	(2'D)'D2' h4	2'5	28,4	94,8	13,0
35	2'BB2' h4	4'4'	40,6	78,8	16,8

Abb. Tab. 2-4 Kennzeichnende Einzelheiten der ausgewerteten amerikanischen Lokomotiven
(Erklärung der Abkürzungen Spalte 2 siehe Anhang 11.8)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Lfd.Nr.	Verw.	Bahnbez	Bauart Baujahr	An- zahl [1]	A.- last [t]	Treibrad Ø [mm]	Heizfl. [m²]	v' [km/h]	P' _i [kW]
Bild									
41	B & M	P 4 a	2'C1' h2 34	10	31,6	2 032	329,3	184	2 560
42	Can.Pac.	G 3 g	2'C1' h2 41	40	30,1	1 905	271,4	163	2 380
43	Can.Pac.	H-1 e	2'C2' h2 40	5	28,1	1 905	324,4	201	2 840
44	C & O	L - 2	2'C2' h2 42	8	32,8	1 981	362,2	187	3 280
45 4	NYC	J - 3a	2'C2' h2 38	50	30,5	2 006	358,2	226	3 180
46	Wab.	P - 1	2'C2' h2 43	5	29,7	2 032	361,5	187	3 020
Ø A)				20	30,5	1 977	334,5	191	2 880
47 5	NYC	L - 4 b	2'D1' h2 43	25	30,2	1 829	400,1	167	3 400
48	PRR.	M - 1 a	2'D1' h2 30	100	30,7	1 829	402,3	143	3 140
49	Can.Nat.	U - 2 h	2'D2' h2 43	25	27,9	1 854	349,0	164	3 180
50 5	CRI&P	R -67	2'D2' h2 44	10	31,7	1 880	391,3	154	3 390
51	GTW	U- 3 c	2'D2' h2 42	25	27,7	1 854	376,6	176	3 550
52	L.V.	T 2 b	2'D2' h2 43	10	31,1	1 778	460,0	173	3 910
53	N.P.	A - 5	2'D2' h2 43	10	33,4	1 956	399,8	160	3 700
54	WM	J - L	2'D2' h2 47	12	32,8	1 753	425,5	163	3 880
55	NYC	S-La	2'D2' h2 45	26	31,1	1 905	413,9	187	3 780
Ø B)				27	30,7	1 849	402,1	165	3 550
56	Can.Pac.	P-2h	1'D1' h2 42	20	28,1	1 600	293,9	132	2 450
57	DT & I	.	1'D1' h2 40	4	28,1	1 600	343,0	156	2 900
58	B&A	A-1c	1'D2' h2 30	10	28,6	1 600	433,3	148	3 950
59	L & N	M-1	1'D2' h2 42	14	30,4	1 753	398,2	168	3 630
60	N.S.	.	1'D2' h2 40	5	23,0	1 600	292,5	137	2 600
61	C & O	K-4	1'D2' h2 44	40	33,1	1 753	408,1	154	3 780
62	W&LE	K-1	1'D2' h2 37	32	30,1	1 753	403,7	166	3 680
63	P.M.	N-1	1'D2' h2 41	12	31,4	1 753	408,8	156	3 730
64	AT&SF	5001	1'E2' h2 38	5	33,7	1 880	519,8	152	4 940
65	Can.Pac.	.	1'E2' h2 38	10	28,1	1 600	432,4	163	3 960
66 8	PRR	J-1	1'E2' h2 43	119	34,4	1 753	561,9	169	5 260
Ø C)				25	29,9	1 695	408,7	155	3 720
67	D & H	J-95	(2'C)'C2'h4 40	20	30,7	1 753	461,1	129	3 840
68 9	D&RG	L-105	(2'C)'C2'h4 40	15	32,9	1 778	490,3	125	4 410
69	UP	.	(2'C)'C2'h4 42	20	30,5	1 753	410,2	118	3 640
70 9	B&O	EM-1	(1'D)'D2'h4 44	20	27,4	1 626	453,3	112	4 530
71	DM&IR	M3-4	(1'D)'D2'h4 41	8	31,7	1 600	580,2	107	5 220
72	SP	AC-9	(1'D)'D2'h4 39	12	30,1	1 613	583,6	126	5 320
73	SP	AC-10	(2'D)'D1'h4 42	70	30,1	1 613	553,6	120	5 050
74 9	UP	Big Boy	(2'D)'D2'h4 41	20	30,6	1 727	503,9	120	4 970
Ø D)				23	30,5	1 683	504,5	120	4 620
E) 75 5	PRR	T 1	2'BB2' h4 42	52	30,4	2 032	360,9	150	2 970

A) Leichte Schnellzuglok B) Schwere Schnellzug- und Schnell-Güterzuglok

C) Güterzuglok D) Gelenklok E) Duplexlok

Die Gruppen A) bis D) entsprechen der Ordnung in LC (1947), S. 110 – 113. E) wurde hinzugefügt.

Berechnungsgrundlagen aller Maschinen ebenfalls LC (1947), S. 110 – 113 .

Bezeichnung der Bilder in Spalte 1 : 4 : Abb. 3-4, 5 : Abb. 3-5, 8 : Abb. 3-8, 9 : Abb. 3-9 .

3 Gesamtauslegung

3.1 Einführung

Wenn wir hier von der „Dampflokomotive“ sprechen, dann meinen wir stets die Stephenson'sche Bauart, die man als ihren eigentlichen Urtyp ansprechen kann. Die wesentlichen Kennzeichen dieser Bauart sind :

- a) Liegender Kessel mit allseitig von Wasser umgebener Feuerbüchse, Führung der Verbrennungsgase in großen und kleinen, von Wasser umspülten Kesselrohren durch den Kessel, Feueranfachung durch den Abdampf der Dampfmaschine, dadurch in gewissen Grenzen automatische Regelung der Kesselleistung. Siehe hierzu Abb. 3-1.
- b) Ganz oder doch fast waagrecht liegende Dampfmaschine mit direktem Antrieb der Treibräder. Kraftübertragung von diesen auf die Kuppelräder durch Kuppelstangen. Die bewegten Teile der Dampfmaschine, die an der Leistungsübertragung beteiligt sind, werden als Triebwerk bezeichnet, siehe Abb. 3-2.

Es kann und soll hier nun keine Entwurfslehre für die Lokomotive ausgebreitet werden, jedoch ist kurz auf die grundlegenden Tatsachen einzugehen, die die Maschine vor allem bestimmen :

Die Zugkraft F_Z kann nicht größer sein, als das Coulomb'sche Reibungsgesetz besagt. Danach ist nämlich die Reibungskraft (in diesem Fall zwischen Antriebsrad und Schiene) im Höchstfall :

$$F_Z \leq m_A \cdot g \cdot \rho \quad \text{mit } F_Z = \text{Zugkraft, in N}$$

m_A = Reibungsmasse, d.h. von den Antriebsachsen
getragene Masse, in kg

g = Gravitationskonstante = $9,81 \approx 10,0 \text{ N/cm}^2$

ρ = Reibungsfaktor, in N / N

Hiernach hängt die Zugkraft direkt von der Zahl und Belastung der Antriebsachsen ab (woraus sich schnell Schwierigkeiten wegen einer zu großen Achszahl ergeben können), und danach auch in etwa der Aufbau und die Gesamtmasse von Dampfmaschine und Laufwerk.

Die gewünschte Höchstgeschwindigkeit bestimmt wiederum die Kesselgröße, damit ist die zweite große Gewichtsguppe festgelegt. Im allgemeinen wird die sich ergebende Gesamtmasse größer sein, als m_A , der Überschuß muß durch Laufachsen getragen werden, die andererseits aber auch für die Spurführung der Lokomotive zwingend nötig sind, vergl. dazu Abschn. 7.1.1.e).

Die Drehzahl einer Kolbenmaschine darf gewisse Grenzen nicht überschreiten, da sonst die Massenkräfte der hin- und hergehenden Massen nicht mehr beherrschbar sind. Im Lokomotivbau hielt man etwa 360 - 600 U/min für vertretbar und damit auch für erstrebenswert (weil eine schnelldrehende Maschine immer leichter als eine langsamdrehende bei gleicher Leistung ist). Schnelfahrende Lokomotiven mussten dann große, langsamfahrende kleine Antriebsräder erhalten. Vgl. dazu im Abschn. 2.1 die Übersichten Abb.Tab. 2-1, 2-2 und 2-4 .

Nachdem so die ganz großen Züge annähernd festgelegt sind, sind nunmehr die Einzelheiten zu bearbeiten. Dafür hatten die verschiedenen Verwaltungen in Bezug auf die Neubaulokomotiven bestimmte Vorstellungen, die in Deutschland als „Baugrundsätze“ bezeichnet wurden. Sie sind insbesondere von DB (Witte (1953)) und DR (Wendler (1960)) veröffentlicht worden, außerdem hat Kiefer (1948/49) eine entsprechende Auflistung herausgegeben, die man für Amerika als Baugrundsätzen entsprechend ansehen kann. Von BR gibt es nur ein Rudiment, von CSD und PKP haben wir gar keine derartigen Texte. Die „Baugrundsätze“ stellen in Kurzform in gewisser Weise den Stand der Technik der Dampflokomotive so dar, wie er in den betr. Verwaltungen gesehen wurde. Wegen dieser Bedeutung wurden sie in die vorliegende Reihe gesondert als Hartmann (2010) aufgenommen und sind dort besprochen, darauf können wir hier verweisen.

Wie man dort sieht, haben die bekannten Baugrundsätze also im wesentlichen den gleichen Inhalt. Wenn wir auch von CSD und PKP keine entsprechenden Regeln kennen, so ist bei ihnen doch von wesentlichen Abweichungen nichts zu sehen – Ausnahme siehe unten unter h). Demnach könnte man den letzten Stand der Dampflokomotivtechnik weltweit etwa wie folgt kennzeichnen :

- a) Auslegung der Kessel für wesentlich höhere Belastung als in der Vorkriegszeit. (Abschn. 4)
- b) Verwendung von Heißdampf. Nur Verschiebelokomotiven im bergbaunahen Bereich wurden gelegentlich noch als Naßdampfmaschinen gebaut, weil bei ihnen die Kohleersparnis einer Heißdampfmaschine weniger wichtig war als die etwas geringeren Unterhaltungskosten. (Abschn.4).
- c) Verzicht auf hohe Dampfdrücke (hoch im Vergleich zu stationären und Schiffs-Anlagen), um an Unterhaltung zu sparen, insbesondere am Kessel. (Abschn. 4).
- d) Geringstmögliche Zylinderzahl, d.h. fast durchweg zwei Zylinder, nur in ganz wenigen Ausnahmefällen – wenn die Zylinder und/oder die Flächendrücke auf die Treibzapfen bei zwei Zylindern zu groß geworden wären – war man bereit, auch drei zuzulassen. Eine Ausnahme bildete in dieser Beziehung die CSD, wo man offenbar den gleichmäßigeren Zugkraftverlauf der Dreizylindermaschine höher bewertete als bei den anderen Verwaltungen. Im übrigen waren geringere Wärmeverluste bei nur zwei Zylindern und Kosteneinsparung bei Beschaffung und Unterhaltung der Grund für die Bevorzugung der Zweizylindermaschine. (Abschn. 5).
- e) Einfache Dampfdehnung. Auch hier machte die CSD eine Ausnahme insofern, als sie noch einmal eine kleine Serie von Personenzuglokomotiven mit einer Dreizylinder-Verbundmaschine (Serie 476.0) baute. Diese Maschinen - die sicher durch französische Vorbilder angeregt waren - bedeuteten zwar hinsichtlich Dampfverbrauch und Leistung einen Erfolg. Sie waren aber betrieblich schwierig und teuer in der Unterhaltung und wurden zu Zwillingmaschinen umgebaut. Damit bestätigten sie noch einmal das Urteil, das die Praxis der anderen Verwaltungen über die Verbundmaschine schon gefällt hatte. (S. Abschn.5)
- f) Bei der Zylinderbemessung gab es einen deutlichen Unterschied zwischen den britischen und amerikanischen Gepflogenheiten einerseits und den kontinentalen andererseits, und zwar waren die britischen und amerikanischen Zylinder im Durchmesser verhältnismäßig kleiner als die kontinentalen. Dies führte zu höheren günstigsten Geschwindigkeiten und durchschnittlich kleineren Zugkräften, was dem Fahren mit schnellen und dabei leichten Zügen entsprach, hatte aber auch Nachteile. (Abschn. 5 und 8)
- g) Kraftübertragung von den Treibrädern auf die Kuppelräder in überkommener Weise mittels Kuppelstangen. Eine ähnlich einfache, bessere Lösung der Aufgabe war nicht in Sicht. (Abschn. 7).
- h) In Europa geschweißte Blechrahmen (auch bei BR so praktiziert, bei PKP blieb man allerdings bei dem Barrenrahmen), in Amerika Gussstahlrahmen. (Abschn. 6).

Das äußere Bild der Lokomotiven hatte sich, grob gesagt, in zwei verschiedenen Richtungen entwickelt. Der britische und der von ihm vornehmlich beeinflusste Lokomotivbau zeigte eine außerordentlich klare äußere Gestaltung. Das bedeutete vor allem, daß an den Maschinen kaum Rohrleitungen, Armaturen und Hilfseinrichtungen zu sehen waren. Die britische Vorliebe für Innenzylinder - für die es gute, rein technische Gründe gibt - paßte dazu. Auf dem Kontinent, wie auch in Nordamerika wurden hingegen alle Rohrleitungen sehr unbekümmert um den äußeren Eindruck verlegt, Hilfseinrichtungen wurden dort angebracht, wohin sie räumlich und schwerpunktmäßig am besten paßten, es gab Kessel mit bis zu vier Domen, usw.. Innenzylinder und innen liegende Steuerungen wurden schon frühzeitig verlassen, wofür in allen Fällen die bessere Zugänglichkeit ausschlaggebend war. Auf letztere legte man in England lange Zeit erstaunlich wenig Wert. Als Ergebnis machten die meisten kontinentalen Lokomotiven einen „unaufgeräumten“ Eindruck, den man andererseits als funktional auch vom Bild her schätzen konnte, während die britischen Lokomotiven manchem Kontinentaleuropäer vom Anblick her etwas „primitiv“ vorkamen. Daß dies keine Einzelmeinung ist, zeigt die Abb. 3-3 aus Metzeltin (1935).

Erwähnt seien noch die Windleitbleche, die das äußere Bild der Lokomotive stark prägten. Bei schnelleren Lokomotiven beeinflussten sie die Luftströmung um die Maschine so, daß Rauch und Abdampf die Sicht des Personals weniger behinderten. Eingeführt in den zwanziger Jahren, wurde ihre zunächst recht erhebliche Größe in Deutschland im Laufe der Zeit stark reduziert, was sie trotzdem wirksamer machte und natürlich auch leichter.

Um insbesondere die äußere Gestaltung der Neubaulokomotiven anschaulich zu machen, werden in den Abbn. 3-4 bis 3-10 Seitenrisse von einer Auswahl der Lokomotiven, die hier behandelt werden, gezeigt. Die Zeichnungen sind sämtlich etwa im Maßstab 1 : 200 gehalten, die Ausführung unterscheidet sich nach der Art der erhältlich gewesenen Vorlagen. Zur Erleichterung von Vergleichen, sind die Maschinen nach ihrem Einsatzzweck in folgende Gruppen zusammengefasst :

Leichte Schnellzuglok	Europa : Schnellzuglok, Amerika : Leichte Schnellzuglok	Abb. 3-4
Schwere Schnellzuglok	Amerika : Schwere Schnell- und Schnell-Güterzuglok, und Duplexlok	Abb. 3-5
Personenzuglok	Europa : Personenzuglok	Abb. 3-6
Personenzug-Tenderlok	Europa : Personenzug-Tenderlok	Abb. 3-7
Güterzuglok	Europa und Amerika : Güterzuglok	Abb. 3-8
Gelenklok	Amerika : Gelenklok	Abb. 3-9
Kleinere Lok	Europa : Kleinere Lok	Abb. 3-10

Diese Einteilung lehnt sich an die in Amerika üblich gewesene Einteilung an, vgl. LC (1947), S. 110 bis 113, sie ist hier erweitert worden, um die europäischen Typen einzubeziehen.

Ausführlichere Angaben über die Lokomotiven sind in den Abbn. Tab. 2-1, 2-2 und 2-4 im Abschn. 2 aufgeführt, dabei sind von BR, DB, DR und PKP alle Neubaulokomotiven erfasst worden, bei CSD und Amerika notgedrungen nur eine Auswahl. Man beachte die Vorbemerkungen zu den genannten Tabellen.

Einen wichtigen Einfluß auf die Gesamtgestaltung der Lokomotiven haben auch die Fahrzeugumgrenzungen. In Abb. 3-11 sind die hier in Betracht kommenden dargestellt. Man sieht dort, dass bei gleicher Grundform, die Abmessungen doch recht unterschiedlich sind. Besonders das kleine, britische Profil hat die Lokomotiven von BR deutlich geprägt.

4 Der Kessel

4.1 Einführung

4.1.1 Allgemeines

Der Kessel ist das Rückgrat und das Herz der Dampflokomotive. Das Rückgrat insofern, als er die Steifigkeit der Maschine in der x-z-Ebene (Definition Abb. 5-24) herstellt (hierzu Abschn. 6), das Herz deshalb, weil die Leistung der Lokomotivmaschine durch die Dampfleistung des Kessels bestimmt und begrenzt wird (hierzu Abschnitt 5). Da in der letzten Zeit der Dampflokontwicklung schon die übermächtigen Wettbewerber Elektroantrieb und Dieselantrieb maßgebend waren, bestand natürlich für die Vertreter des Dampfes die Herausforderung, die Dampfleistung der Kessel auf ein Höchstmaß zu bringen. Dabei zeichneten sich dann schon, besonders in Amerika, Grenzen ab, die mit der bewährten Form des „normalen“ Lokomotiv-Kessels nicht mehr zu überschreiten waren.

Um die erforderlichen, großen Kesselleistungen mit der bewährten Grundbauart zu erreichen, waren schon Sonderkonstruktionen nötig. Von dem normalen Lokomotivkessel wollte man aber bis zur Aufgabe des Baues von Kolben-Dampflokomotiven nicht abgehen, da er eine ganze Reihe von Vorzügen besitzt, insbesondere :

- a) Durch seine gestreckte Form ist er dem Lichtraumprofil der Eisenbahn angepasst.
- b) Er ist in sich sehr steif und deshalb nicht auf ein starres Fundament angewiesen.
- c) Durch seinen beträchtlichen Wasserinhalt besitzt er eine ausreichende Reserve für plötzliche Laständerungen bzw. kurzzeitige Überlastungen, denen die Feuerung nicht schnell genug folgen kann.

(Diese Eigenschaften führten dazu, dass am Ende des 19. Jahrhunderts manchmal sogar Torpedoboote mit Kesseln dieses Typs ausgerüstet wurden).

Um unter Beibehaltung dieser Eigenschaften die Dampfleistung möglichst groß werden zu lassen, wurde ab etwa den 20er-Jahren des 20. Jahrhunderts der Weg beschritten, insbesondere die Strahlungsheizflächen zu vergrößern. Als Strahlungsheizflächen bezeichnet man die Flächen, die unmittelbar den Flammen und der Wärmestrahlung des Feuerbettes ausgesetzt sind. Weil dort der Wärmeübergang besonders ausgeprägt ist, ist die Bevorzugung dieser Flächen an sich verständlich. Die Vergrößerung der Dampfleistung geschah auf den folgenden Wegen (Einzelheiten dazu werden in den folgenden Abschnitten besprochen) :

- A) Natürlich musste die Rostfläche möglichst groß werden. Mit mechanischer Feuerbeschickung (Stoker) war dies an sich keine gar zu große Schwierigkeit. Beschränkungen bestanden aber in Form der Breite des Lichtraumprofils und der auch nicht unbegrenzten Rostlänge.
- B) Um die Strahlungsheizfläche groß zu machen, musste die Feuerbüchse möglichst groß werden, um große Wandflächen zu erzielen. Ein großer Feuerbüchsraum ermöglicht auch einen guten Ausbrand. Dem sind aber enge Grenzen gesetzt, da die Höhe über der Rostfläche wieder vom Lichtraumprofil beschränkt wird. Deshalb wurde
- C) die Verbrennungskammer eingeführt. Diese war schon in den ersten Jahren des Lokomotivbaues gelegentlich verwendet worden, dann aber in Vergessenheit geraten. Sie ist eine meist kreiszylinderförmige Verlängerung der Feuerbüchse in den Langkessel hinein. Man ging davon aus, dass die Flammen zwar noch in die Verbrennungskammer hineinreichen würden – sie also Strahlungsheizfläche wäre und mehr Zeit zum Ausbrand zur Verfügung stehen würde – andererseits die empfindliche Rohrwand geschont würde.
- D) Weitere Mittel zur Vergrößerung der Strahlungsheizfläche waren Wasserrohre und Wassertaschen (Nicholson-Sieder) in der Feuerbüchse.

Es muß hier aber darauf hingewiesen werden, dass die Maßnahmen nach C) und D) keineswegs unumstritten war. So melden Johnson (1945) und Bruce (1952) da Zweifel an und Giesl-Gieslingen (1980) bestreitet die genannten Wirkungen überhaupt mit folgender Begründung : Verbrennt man eine bestimmte Menge einer bestimmten Kohlesorte, so ist der Wirkungsgrad des Kessels als eine Funktion der Rauchkammertemperatur zu verstehen. Da es nach amerikanischen Untersuchungen, z.B. Metzeltin (1931), darin praktisch keinen Unterschied zwischen Kesseln mit und ohne sie gibt, sind Wassertaschen und dgl. insofern nutzlos. Und auch die Temperatur an der hinteren Rohrwand ist ohne

Verbrennungskammer beherrschbar. Buchmann (1978), S. 28 gibt zwar noch den Hinweis, dass die beschriebenen „hochwertigen“ Heizflächen eine schnelle Erhöhung der Dampfleistung ermöglichten. Das mag zutreffen, dürfte aber wohl nur mit Ölfeuerung möglich und dem Kessel sicher nicht sehr zuträglich gewesen sein.

Um Kessel in Kürze beschreibbar zu machen, benutzt man die Hauptabmessungen und deren Verhältnisse untereinander als Kenngrößen. Deshalb seien diese zunächst genannt :

4.1.2 Kenngrößen

Von den vielen, denkbaren Kenngrößen werden hier die folgenden verwendet :

- H_V** Verdampfungsheizfläche in [m²], feuerberührt^{*)}. Dies ist die Fläche, auf der der Wärmeübergang stattfindet.
- H_S** Strahlungsheizfläche in [m²], sie ist die der direkten Wärmestrahlung in der Feuerbüchse ausgesetzte, feuerberührte^{*)} Fläche und in H_V enthalten.
- H_Ü** Überhitzerheizfläche in [m²], dampfberührt, deshalb nicht in H_V enthalten.
- R** Rostfläche in [m²]
- q** Summe der Netto-Rauchgasquerschnitte aller Kesselrohre in [cm²]
- q_r** Summe der Netto-Rauchgasquerschnitte der mit Überhitzerrohren besetzten Kesselrohre in [cm²], in q enthalten.

^{*)} Auf dem europ. Festland rechnet man mit der feuerberührten, in Amerika und Großbritannien mit der wasserberührten Heizfläche. Um die Vergleichbarkeit der Daten herzustellen, sind sie in dieser Arbeit auf die feuerberührten Flächen umgerechnet worden.

Neben diesen geometrischen Größen spielt natürlich u.a. auch die Dampfleistung eine Rolle, letzten Endes ist sie ja der ausschlaggebende Wert :

- D** Brutto-Dampfleistung in [kg / h], berechnet nach Giesl-Gieslingen (1976) bzw. nach Hartmann (2002).

4.1.3 Verhältnismerte

Man kann an sich sehr viele Verhältnismerte bilden, unten sind sieben aufgeführt, die (bis auf die letzte) auf den geometrischen Größen aufgebaut und unserer Meinung nach zur Kennzeichnung eines Kessels gut geeignet sind, ohne dass ein Anspruch auf eine in jeder Hinsicht optimale Auswahl erhoben wird :

- H_V / R** [m²/m² = 1] Verdampfungsheizfläche je Rostfläche. In Abb. 4-1b ist das Verhältnis H_V / R über R grafisch dargestellt. Die auffällige Tatsache, dass die H_V / R –Werte bei größer werdender Rostfläche abnehmen und dass die gleichen H_V / R –Werte bei amerikanischen Kesseln erst bei viel größeren Rosten als bei den europäischen auftreten, wird weiter unten noch ausführlich besprochen.
- H_S / R** [m²/m² = 1] Strahlungsheizfläche je Rostfläche.
- H_S / H_V** [m²/m² = 1] Strahlungsheizfläche je Verdampfungsheizfläche.
- q_r / q** [cm²/cm² = 1] Netto-Querschnitt in den mit Überhitzerrohren besetzten Kesselrohren je Netto-Querschnitt aller Kesselrohre. Näheres zu den Überhizertypen in Kap. 4.2.4 .
- H_Ü / H_V** [m²/m² = 1] Überhitzerheizfläche je Verdampferheizfläche. Näheres dazu in Kap. 4.2.4 .
- q / R** [cm² / m²] Freier Kesselrohrdurchmesser je Rostfläche, Abb. 4-2.
- D / R** [kg / h m²] Brutto-Kesselleistung je Rostfläche, ist in Abb. 4-3 aufgetragen. Der Wert nimmt mit zunehmender Rostfläche stark ab, d.h. der Kesselwirkungsgrad nimmt tendenziell ebenso ab. Diese für Lokomotivkessel typische Erscheinung, die auch in den Abbn. 4-1b und 4-2 das Bild der Kurven bestimmt, sei hier einmal eingehender besprochen (was man in dem Schrifttum so nicht findet) :

Die Abb. Tab. 4-1a , Spalte 3 und Abb.4-1b zeigen das Verhältnis HV / R , d.h. die Verdampfungsheizfläche im Verhältnis zur Rostfläche, der die eingebrachte Wärmemenge entspricht.

1	2	3	4	5	6	7
Zeile	Verwaltung	H_V / R (*)	H_S / R	H_S / H_V	q_r / q	H_U / H_V
1a	Versch. in Amerika	33 – 62	3,1 – 6,5	0,070 – 0,16	Großrohr-Überhitzer 0,45 – 0,62	Großrohr-Überhitzer 0,25 – 0,43
1b	Versch. in Amerika	wie Zeile 1a	wie Zeile 1a	wie Zeile 1a	Kleinrohr-Überhitz. 0,70 – 0,92	Kleinrohr-Überhitz. 0,34 – 0,51
2	BR	46 – 54	4,1 – 5,5	0,090 – 0,11	0,35 – 0,62	0,14 – 0,33
3	CSD	46 – 50	.	.	.	0,26 – 0,32
4	DB	44 – 52	5,3 – 5,5	0,11 – 0,12	0,65 – 0,75	0,42 – 0,71
5	DR	42 – 47	4,5 – 4,9	0,10 – 0,11	0,55 – 0,62	0,32 – 0,43
6	PKP	38 – 51	.	.	.	0,35 – 0,44

Abb. Tab. 4-1a Verhältnismerte von Kesseln
JH

*) vgl. Schaubild Abb. 4-1b

Abb. 4-2 zeigt das Verhältnis q / R , d.h. den freien Rauchgas-Querschnitt im Langkessel im Verhältnis zur Rostfläche. Abb. 4-1b und Abb. 4-2 bieten ein ganz analoges Bild, was kein Zufall ist, denn q steht natürlich in einem gewissen Zusammenhang mit H_V , da die Oberflächen der Kesselrohre einen wesentlichen Teil von H_V bilden. q kann aber nicht in gleichem Maß wie R wachsen, denn der größte Teil des Langkesselquerschnitts ist schon eng mit großen und kleinen Kesselrohren besetzt (siehe z.B. die Querschnitte in Abb. 4-8) und der Außendurchmesser des Kessels ist nicht frei wählbar, da er durch das Umgrenzungsprofil der Eisenbahn begrenzt ist. Deshalb kann auch q kaum vergrößert werden. Mit zunehmender Rostgröße wird also das Verhältnis q / R kleiner, s. Abb. 4-2.

In dem Schaubild Abb. 4-3 ist das Verhältnis D / R [kg / h m²], d.h. die Brutto-Kesselleistung je Rostfläche aufgetragen. Die dortigen Kurven (auch die in Abb. 4-1b und 4-2) sind als Mittelwerte nach Augenmaß in einen tatsächlich vorliegenden, um etwa $\pm 10\%$ in Bezug auf den Kurvenwert streuenden Punkthaufen eingezeichnet. Man erkennt daraus, dass bei einer Vergrößerung des Rostes (und damit der verbrannten Kohlenmenge) die absolut erzeugte Dampfmenge zwar immer noch zunimmt, je m² Rostfläche aber schnell kleiner wird. Mit anderen Worten: Mit zunehmender Rostfläche wird der Wirkungsgrad des Kessels schlechter, und zwar erheblich, wie Abb. 4-3 deutlich zeigt.

Der wichtigste Grund für diese Erscheinung ist die zu geringe Luftzufuhr zum Feuer infolge des nicht entsprechend wachsenden Querschnittes q . Um mehr Luft durch den Rost zu fördern, muß man die Geschwindigkeit der Rauchgase im Langkessel vergrößern, indem man die Saugzuganlage immer leistungsfähiger macht, was zwei Folgen hat: Einmal wird der Rückdruck im Blasrohr höher, das bewirkt eine merkliche Verminderung der Maschinenleistung. Zweitens wird durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit der Verbrennungsgase verhältnismäßig viel unverbrannte Kohle mit durch den Kessel ins Freie gerissen. Beide Erscheinungen vermindern dann den Wirkungsgrad des Systems Kessel – Maschine deutlich, worauf Giesl-Gieslingen (1976) und (1986) hinweist.

Der im Schrifttum oft hervorgehobene „knallende Auspuff“ der amerikanischen Maschinen kommt von dem hohen Blasrohrdruck und ist ein Zeichen eines ungünstigen Wirkungsgrades.

Auffällig ist in Abb. 4-1b, 4-2 und 4-3 der große Sprung bei etwa $R = 6 \text{ m}^2$, d.h. bei dem Übergang von den europäischen zu den amerikanischen Kesseln. Dieser Sprung ist darauf zurück zu führen, dass das große amerikanische Lichtraumprofil einen größeren absoluten Kesseldurchmesser – und damit einen absolut größeren Querschnitt q – ermöglicht als bei den größten europäischen Maschinen.

Es sei erwähnt, dass das hier beschriebene Problem bei den Kesseln in Europa weniger dringend war, weil deren Leistungen, d.h. die Rostflächen, d.h. auch die Rauchgasmengen, wesentlich kleiner waren als in Amerika. Dagegen gab es nicht selten Schwierigkeiten mit der Zuführung der Verbrennungsluft unter den Rost, die Düring (1972) und (1979) mehrfach erwähnt, die aber relativ einfach zu bewältigen waren.

Offensichtlich hat also die Steigerung der Rostgröße und damit der Kesselleistung bei dem traditionellen Lokomotivkessel eine Grenze, die mit etwa 14 m² (in Amerika, bei Stokerfeuerung. In Europa, bei Handfeuerung, etwa 6 m²) praktisch schon erreicht war. Die genannten Abbildungen sprechen da für sich selbst. Auch dies ist einer der Gründe für das Ende der Entwicklung der Stephenson'schen Dampflokomotive in ihrer hundert Jahre lang grundsätzlich unveränderten Form.

Die Spalten 4 und 5 von Abb. Tab. 4-1a geben verschiedene Betrachtungsweisen der Strahlungsheizflächen HS an. Grafisch dargestellt ergeben sich daraus etwa parallele Kurven.

Alle neueren Dampflokomotiven sind Heißdampfmaschinen. Deshalb soll hier der Grund dafür einmal qualitativ besprochen werden, weil das im Schrifttum sonst leider – wenn überhaupt – meist nur in sehr theoretischer Form geschieht.

Bei dem im Kessel zunächst entstehenden Dampf sind Druck und Temperatur voneinander abhängig. Der Dampf enthält noch nennenswerte Mengen an Wassertröpfchen und wird deshalb „Nassdampf“ oder auch, da er mit Wasser gesättigt ist, Sattedampf genannt. Man kann nun seine Eigenschaften verbessern, indem man ihn überhitzt, d.h. ihm im Überhitzer weitere Wärme, d.h. Energie, zuführt, ohne dabei den Dampfdruck zu ändern. Damit bekommt man überhitzten oder „Heißdampf“. Durch die Wärmezufuhr vergrößert sich der Rauminhalt je Gewichtsmenge (weil das noch enthaltene Wasser nun auch verdampft), d.h. ein kg Heißdampf hat einen größeren Rauminhalt als ein kg Nassdampf. Je nach dem Grad der Überhitzung beträgt die Zunahme des Rauminhalts 50 % und mehr, Heißdampf ist also spezifisch wesentlich leichter als Nassdampf. Füllt man den Zylinder nun einmal mit einer bestimmten Masse (in kg gemessen) Nassdampf und einmal mit der gleichen Masse Heißdampf, so muß die prozentuale Füllung in letzterem Fall größer sein, da sich der Füllungsgrad auf den Raum bezieht.

Abb. 4-4 ist ein Indikator-Diagramm, d.h. sie zeigt den Druck links vom Kolben während eines Hin- und Rückganges des Kolbens. Man sieht dort sofort, dass der mittlere Druck im Zylinder bei gleicher zugeführter Dampfmasse bei Heißdampf höher ist, als bei Nassdampf. Da die vom Zylinder geleistete Arbeit gleich ist dem Produkt aus mittlerem Druck und Kolbenfläche und Kolbenhub, liegt hier der wesentliche Gewinn, sowohl an Arbeit wie auch an Leistung, durch die Überhitzung, .

Heißdampf hat eine schlechtere Wärmeleitfähigkeit als Nassdampf, deshalb kühlt sich die Dampfmasse an den Zylinderwänden weniger ab als bei Nassdampf, dies ist ein weiterer Gewinn, da Abkühlung ohne Arbeitsleistung stets ein Energieverlust ist.

Über die Überhitzerauslegung siehe Abschn. 4.2.4 .

4.2 Stand der Technik

4.2.1 Der eigentliche Kessel

Einführung - Der eigentliche Kessel - Stand der Technik

Bei dem traditionellen Lokomotivkessel nach Abb. 3-1, unterscheidet man von hinten nach vorn : Stehkessel mit Feuerbüchse und gbf's Verbrennungskammer, Langkessel und Rauchkammer, zusammen sind sie der eigentliche Kessel. Der Langkessel ist der mehr oder weniger zylindrische Teil mit kreisrundem Querschnitt, in dem das Rohrbündel der großen und kleinen Kesselrohre liegt, durch das die Rauchgase dem Schornstein zugeführt werden und über das sie Wärmeenergie an das umgebende Kesselwasser abgeben. Der Stehkessel (u.a. Abb. 3-1) umschließt die Feuerbüchse, der Raum zwischen beiden ist mit dem Wasserraum des Langkessels direkt verbunden. Die Wandungen der Feuerbüchse sind der Temperatur der Flammen ausgesetzt (an der Feuerbüchsenrohrwand etwa 1 450 °C, an den übrigen Wandungen auch weit mehr), während die Stehkesseltemperatur der des Kesselwassers entspricht (etwa 200 °C). Material der Feuerbüchse war i.a. Stahl, gelegentlich auf Wunsch des Kunden aber auch Kupfer. An der Unterkante der Feuerbüchse liegt der Rost, auf dem das Feuer brennt. Siehe hierzu Abb. 4-6 und 4-18.

Wichtig ist bei der Ausbildung des Stehkessels, dass der Dampfraum über der Feuerbüchse möglichst breit und hoch ist, um den dort besonders stark aufsteigenden Dampfblasen viel Raum zu geben. Dadurch wird der entstehende Nassdampf relativ trocken. Ein Mittel dazu ist u.a. die Bauweise Belpaire, Abb. 4-6, die wirksam, aber in der Fertigung teuer ist.

Vorne schließt an den Langkessel die Rauchkammer an. In ihr ist die Saugzuganlage angeordnet, siehe Abschn. 4.2.3. Im Grundsatz ist diese Bauform des eigentlichen Kessels fast von Anfang an unverändert geblieben.

An dieser Stelle sei die Frage des Kesseldruckes angesprochen. Dieser war gegenüber den herkömmlichen Kesseln nur mäßig gesteigert worden, den letzten Stand zeigt Abb. Tab. 4-7. Man kann annehmen, dass noch höhere Drücke dem traditionellen Lokomotivkessel nicht zugemutet werden können. Dies gilt besonders für die Stehbolzenaussteifung des Hinterkessels und die Dichtungen der großen und der kleinen Kesselrohre. Der Kesseldruck in $[N/cm^2]$ entspricht etwa dem zehnfachen der im Schrifttum meist angegebenen Werte $[kg/cm^2]$ und dem 0,7-fachen (genauer dem 0,6897-fachen) der amerikanischen Werte $[lb / sq.in.]$

Verwaltung $\Rightarrow$	BR	CSD	DB / DR	PKP	Amerika
Anzahl von Lok-Typen	12	5	10	7	35
$p_{K \max} [N / cm^2]$	176	180	180	160	213
$p_{K \varnothing} [N / cm^2]$	159	164	154	159	180
$p_{K \min} [N / cm^2]$	141	160	140	150	152

Abb. Tab. 4-7 Kesseldrücke
JH

Europa - Der eigentliche Kessel - Stand der Technik

Längsschnitte von deutschen Kesseln zeigen die Abbn. 4-8 und 4-9.

Bei der CSD, in Deutschland und in Polen wurde der Belpaire-Kessel ganz aufgegeben, in Großbritannien dagegen beibehalten. Neben dem oben genannten Vorteil dieser Bauweise sprach dafür, daß es dadurch möglich war, die vorhandenen, speziellen Preß-(Kümpel-)formen - die sehr teuer sind - weiter verwenden zu können, zumal die neuen Kessel vielfach sehr eng an vorhandene Kesselkonstruktionen angelehnt waren. Für die zwölf Neubaulokomotiven von BR wurden zehn verschiedene Kessel gebaut. Dies mag zunächst unwirtschaftlich erscheinen, jedoch sollte man die ausschlaggebende Bedeutung der guten Abstimmung des Kessels für den Erfolg des Gesamtsystems Kessel - Maschine, das eine Lokomotive darstellt, bedenken. Sofern also die zu fertigenden Stückzahlen nicht gar zu klein sind, ist es u.U. wohl doch richtig, auch an sich nur kleine Unterschiede zwischen ähnlichen Kesseln nicht leichthändig „wegzurationalisieren“.

Zur Steigerung der „Verdampfungswilligkeit“ dienten Maßnahmen, um den Wasserfluß innerhalb des Kessels zu erleichtern. So war man bestrebt, den Zwischenraum zwischen den Seitenwänden von Stehkessel und Feuerbüchse sich nach oben stetig erweitern zu lassen. Damit wurde den hier entstehenden Dampfblasen reichlich Raum zum Aufsteigen gegeben. Dies, wie auch die Forderung nach einem breiten Rost, führte zu einem Stehkessel, der breiter als der Durchmesser des Langkessels war. Den Übergang vom Radius des Langkessels zu dem größeren Radius des oberen Teiles des Stehkessels bildete - festigkeitsmäßig günstig - häufig ein konischer Kesselschuß, dessen Achse meist nicht in der Achse des Langkessels lag. Auf dem Kontinent ordnete man sie so nach hinten geneigt an, daß die Kesseloberkante eine waagerechte Gerade blieb. Dadurch ergab sich ein höchst erwünschter großer Querschnitt für den Zufluß des kälteren Wassers vom Langkessel in den Raum um die Feuerbüchse, siehe u.a. Abb. 4-9. In Großbritannien hatten die Kessel vielfach konische Schüsse die zu einem typischen „Buckel“ etwa im Bereich der halben Kessellänge oder der hinteren Kesselhälfte führten. Hiermit erreichte man ebenfalls einen größeren Dampfraum über der Kesselwasser-Oberfläche, der etwa die gleiche Wirkung wie die Belpaire-Bauweise hatte, die aber manchmal noch zusätzlich angewendet wurde.

Die ebenfalls zur Erhöhung der Verdampfung angewendeten Einbauten nach C) und D) von Abschn. 4.1.1 wurden nur bei CSD und PKP vorgesehen, deren Verwaltungen sich mehr nach Amerika orientierten. Zu konstruktiven Ausführung siehe deshalb hier bei „Amerika“.

Es gab so viele Kessel in vollständig geschweißter Bauweise, daß diese als bewährter Stand der Technik angesehen werden kann. Obwohl auch in Großbritannien von Bulleid schon im Krieg geschweißte Kessel gebaut worden waren (Day-Lewis (1963)), hielt BR am genieteten Kessel fest.

Der geschweißte Kessel ist in Großbritannien bei den neuen Standardtypen offenbar nicht einmal ernsthaft in Erwägung gezogen worden (Cox 1966), dies ist für den deutschen Betrachter schwer verständlich. Angesichts des bevorstehenden Auslaufs des Dampfkesselbaues scheute man vermutlich die Umstellung der Kesselschmieden auf hochwertiges Schweißen und machte sich kein ganz zutreffendes Bild von den Vor- und Nachteilen der Schweiß-Bauweise. Zu ersteren zählt insbesondere die bedeutende Gewichtseinsparung durch Fortfall der beim Nieten erforderlichen Blechüberlappungen, zu letzteren die Notwendigkeit und auch Schwierigkeit einer umfassenderen Qualitätskontrolle. Es mag auch die lange verbreitete Ansicht eine Rolle gespielt haben, daß eine Nietkonstruktion unempfindlicher gegen Belastungskonzentrationen sei, ferner - wie schon oben erwähnt - der Wunsch, vorhandene Preßformen zu verwenden.

Die ebenen Wände von Feuerbüchse und Stehkessel, die sich in etwa 120 mm Abstand gegenüber liegen, wurden gegenseitig durch eine große Anzahl von „Stehbolzen“ versteift. Auch die gerundeten Decken der genannten Teile erforderten eine Stehbolzenaussteifung (da sie nicht vollständig kreisrund gebogen sein konnten), die Stehbolzen sind dort länger und schwierig anzuordnen und einzubauen. Kritisch bei den Stehbolzen ist nicht die Zugbeanspruchung der Bolzen sondern ihre Biegung, die sich dadurch ergibt, daß sich die miteinander verbundenen Wände infolge unterschiedlicher Erwärmung gegenseitig verschieben.

Die Stehbolzen bestanden aus Stahl, sie wurden in die Bleche, die sie stützen sollten, eingeschweißt (sofern es sich um Stahlbleche handelte; in die kupfernen Feuerbüchsen der BR wurden die Stehbolzen – die dann aus Monelmetall, einer Kupfer-Nickel-Legierung bestanden - mit Gewinde und Mutter befestigt) und hatten in den Löchern mehrere Zehntel-mm Spiel (siehe Abb. 4-10, die als Beispiel dient, es gab viele verschiedene Ausführungen. Näheres siehe vor allem bei Giesel-Gieslingen (1986)). Die mit einem besonders zähen Zusatzwerkstoff geschweißte Kehlnaht diente so gewissermaßen als Gelenk und hielt wesentliche Biegespannungen von dem Stehbolzen fern. Dies war eine russische Entwicklung. In den besonders gefährdeten Bereichen am Rande der ebenen Wände von Stehkessel und Feuerbüchse wurden auch sog. „Gelenkstehbolzen“ eingebaut, siehe Abb. 4-11 . Bei ihnen stützte sich der Stehbolzen über ein kreuzgelenkartig wirkendes Zwischenstück auf das Stehkesselblech ab und war dort nicht verschweißt. Die Wasserdichtigkeit war durch eine übergesetzte, verschweißte Kappe hergestellt - insgesamt natürlich eine teure Ausführung. Bei DB und DR gab es eine ausführliche Vorschrift darüber, wann gebrochene Stehbolzen auszuwechseln seien. Man sieht daran, daß die Stehbolzen, trotzdem man gelernt hatte, mit ihnen zu leben, ein kritischer Punkt der Kesselkonstruktion geblieben waren.

Im übrigen sollte man die Tatsache nicht aus den Augen verlieren, daß die ebenen, durch Stehbolzen gegeneinander verankerten Wandbleche des Stehkessels und der Feuerbüchse Bauteile sind, die eigentlich nicht für eine vernünftige Gestaltung eines Druckbehälters geeignet sind. Letzten Endes liegt hier der Grund, warum sich der Stephenson-Kessel bei Dampfdrücken über 18 bis 20 bar nicht bewährt hat. Es sind zwar immer wieder Versuche mit stehbolzenlosen Kesseln gemacht worden, doch haben sie nie zu einem voll befriedigenden Erfolg geführt.

Werkstoff für den Kessel und die Feuerbüchse war ein gut schweißbarer, weicher Stahl St 34 mit verhältnismäßig geringem Kohlenstoffgehalt, einem gewissen Mangan-Anteil und großer Bruchdehnung. Die Kessel brauchten nach dem Schweißen nicht spannungsarm gegläut zu werden,

dies u.a. deswegen, weil in allen Einzelheiten streng auf schweißgerechte Konstruktion geachtet wurde - siehe Witte (1953) -, insbesondere darauf, nur etwa gleich dicke Bauteile miteinander zu verschweißen. Außerdem führte eine sorgfältig geplante Schweißfolge zu geringen Schweißspannungen im Material, Dreh- und andere Fertigungsverfahren ermöglichten qualitativ hochwertige Werkmannsarbeit. Auch die Feuerbüchse bestand meist aus Stahl, BR blieb allerdings bei der konventionellen Kupferausführung, dafür wurde u.a. der sehr hohe Schrottwert von Kupfer angeführt.

Die großen und kleinen Kesselrohre wurden bei DB und DR in die Rohrwände eingeschweißt (siehe hierzu auch Abschn.4.2.6). Dadurch war einmal eine dauerhafte Dichtigkeit sichergestellt, außerdem entfiel das bis dahin übliche Einwalzen der Rohre. Dieses hatte u.a. immer eine gewisse Dehnung der Rohrwände zur Folge und um diese gering zu halten, mußten die Wände relativ dick

sein. Durch das Schweißen sparte man also auch am Gewicht der Rohrwände. Material für die Rohre war ein weicher St 35. BR blieb beim Einwalzen der Rohre, das Verfahren der CSD und PKP ist uns nicht bekannt.

Zur Wärmeisolierung der Kessel wurden Asbestmatten unter einer leichten Blechverkleidung verwendet. Diese boten eine erheblich bessere Wärmedämmung als das bis dahin jedenfalls in Deutschland übliche Verfahren, nur die Luftschicht zwischen Kessel und Kesselverkleidung als Isolierung dienen zu lassen. Natürlich waren sie aber teurer und schwerer.

Amerika - Der eigentliche Kessel - Stand der Technik

Beispiele für amerikanische Lokomotivkessel der letzten Jahre geben die Abb. 4-12 und 4-13. In Nordamerika wurden die Kessel entweder geschweißt oder genietet, wobei die Wahl vom Auftraggeber abhing – bis zum Ende wurde noch überraschend viel genietet. Geschweißte Kessel wurden anschließend spannungsarm geglüht, ein aufwendiger Arbeitsgang, auf den man in Deutschland anstandslos verzichtete. Als Material spielte ein gut schweißbarer Molybdän-Stahl mit großer Bruchdehnung die Hauptrolle – übrigens wurde er offenbar auch viel für die genieteten Kessel verwendet. Für diesen Stahl galten u.a. Vorschriften nach ASME SA204, Abb. Tab. 4-14 ist ein Auszug aus einem Auszug in LC(1947), S. 241. Material der Feuerbüchse war i.a. Stahl, gelegentlich auf Wunsch des Kunden aber auch Kupfer.

Im übrigen sind Angaben über das verwendete Material sowohl im amerikanischen wie auch im europäischen Schrifttum sehr spärlich.

Bei allen großen Kesseln wurden die in Abschn. 4.1.1 unter C) und D) erwähnten Wasserrohre (arch tubes, security circulators) oder Wassertaschen (syphons, Nicholson-Sieder) eingebaut und eine Verbrennungskammer vorgesehen. Die Wasserrohre verbinden die Wasserräume beiderseits der Feuerbüchse miteinander und haben einen vertikal zur Feuerbüchsdecke verlaufenden Ast, siehe Abb. 4-15, es gab auch längslaufende Wasserrohre. Die Wassertaschen sind schmale, langgestreckte Taschen, deren flache Wände durch Stehbolzen gegeneinander verankert sind, mit einer schlitzzartigen Verbindung zur Feuerbüchsdecke und einem Rohranschluß an die Wasserräume unter der Verbrennungskammer, siehe Abb. 4-16 u. 4-17, sowie die Kesselzeichnungen. In Abb. 4-17 ist auch zu erkennen, wie bei der Wassertasche der lange Schlitz in der Feuerbüchsdecke durch darüber geschweißte Flachstäbe festigkeitsmäßig ausgeglichen wurde. Das in den Wasserrohren und –taschen befindliche Wasser ist unmittelbar der hohen Temperatur der Flammen ausgesetzt, wodurch ein starker Zustrom von Wasser auf die Decke von Feuerbüchse bzw. Verbrennungskammer entsteht (womit auch Kesselexplosionen vorgebeugt wird). Andererseits waren diese Konstruktionen natürlich sehr kompliziert – und wurden deshalb, auch bei sonst genieteten Kesseln, stets geschweißt – und in Bau und Unterhaltung teuer und wurden deshalb in Deutschland und Großbritannien überhaupt nicht angewendet. Alle hatten auch die Nebenaufgabe, Unterlagen zu sein für den keramischen Feuerschirm, (siehe Abb. 4-20) der eine Verlängerung des Flammenweges im Verbrennungsraum bewirkt. Letzteres war ja auch die Hauptaufgabe der Verbrennungskammer, sie ist besonders in den Abb. 4-16 und den Kesselzeichnungen zu sehen.

Für die Schaffung eines großen Dampftraumes im Kessel wurden zwei Wege beschritten, auch gleichzeitig. Zum einen konnte man den Stehkessel nach Belpaire ausbilden, siehe Abb. 4-6. Zum anderen gab man dem Langkessel oft eine Art „Buckel“, siehe Abb. 4-12 und 4-13, wie schon unter „Europa“ erwähnt. Die dabei erforderlichen konischen Kesselschüsse waren wenig aufwendig.

Die Rauchkammer ist der vordere Teil des Langkessels. In ihr herrscht im Betrieb ein leichter Unterdruck, die Rauchkammer kann daher aus dünneren Blechen gebaut werden als der Langkessel. Gelegentlich wurde sie in Amerika auch aus Gussstahl gefertigt, was uns aber als etwas hergesucht erscheint.

4.2.2 Feuerung Einführung

Mit Abstand wichtigster Lokomotivbrennstoff war die Steinkohle. Sie wurde normalerweise in Stücken auf einem Rost verfeuert, die Verbrennungsluft von unten durch den Rost zugeführt. Die

Bedienung geschah i.a. von Hand, ein Heizer kann bis zu etwa 2 t/h („Heizergrenze“) verfeuern. Bei höheren Leistungen mußte man auf mechanische Feuerung (Stoker) oder Ölfeuerung übergehen. Der Einfluß der speziellen Kohlesorten auf die Feuerführung ist groß. Minderwertige Kohle wurde auch als Brikett verbrannt. Bei Stückkohlefeuerung stellt das Feuerbett einen großen Wärmespeicher dar, durch den die Steuerung der Wärmezufuhr zum Kesselwasser recht träge wird. Vom Heizer wurde daher viel Verständnis und große Aufmerksamkeit verlangt, um zu erreichen, daß die Wärmeentwicklung jederzeit dem Bedarf einigermaßen gut angepaßt war. Eine unangenehme Begleiterscheinung der Kohlefeuerung ist der Anfall von Asche, Schlacke und Unverbranntem (Lösch). Schlacke ist geschmolzene Asche, die in kühleren Bereichen der Feuerbüchse, d.h. vor allem in den Rostspalten wieder fest wird. Dadurch wird die Verbrennungsluftzuführung behindert, u.U. so stark, daß es zum Zusammenbruch der Dampferzeugung kommen kann, was manchmal auch geschah.

Bei Kohlenstaubfeuerung wird sehr fein gemahlener Kohlenstaub durch Luft in den Verbrennungsraum eingeblasen. Während Staubfeuerung bei stationären Anlagen fast zum Standard geworden ist, entstanden auf der Lokomotive dabei große Raumprobleme, da die gute Mischung des Staubes mit der Verbrennungsluft eine relativ große Flammenlänge bedingt. Auch mit Schlackenansatz an den Kesselrohranfängen hatte man zu kämpfen. Staubfeuerung benötigt an sich keinen Rost, der Boden der Feuerbüchse ist im wesentlichen geschlossen. Staubfeuerung ist schnell, wenn auch nur in begrenztem Maß zu steuern.

Auch Ölfeuerung ermöglichte eine gute Steuerung der Wärmeentwicklung. Das vorgewärmte Öl wurde meist mit Dampf in den Verbrennungsraum eingeblasen und dabei sehr fein zerstäubt. Um eine genügende Mischung mit der Verbrennungsluft zu erreichen, ist auch hier eine gewisse Länge der Flamme erforderlich.

Der Brennstoffverbrauch einer Lokomotive ist eine Größe, die nur schwer anzugeben ist. Praktisch zu erzielende Werte sind immer Durchschnittswerte, die u.a. von der geforderten Geschwindigkeit, der Art und Masse des Zuges, dem Streckenprofil, dem Wetter, der Kohleart und nicht zuletzt dem Geschick des Personals abhängen. Andererseits war der Kohlenverbrauch immer ein ausschlaggebender Kostenfaktor und es wurde viel Mühe (z.B. Personalbelehrungen, Kohleprämien) darauf verwendet, ihn niedrig zu halten. Wir fanden jedoch keine Zahlenwerte für ihn, die zu verallgemeinern sind.

Europa - Feuerung - Stand der Technik

Für Kohle blieb es bei Handfeuerung auf geneigtem Rost. Bei den in Europa möglichen Achslasten waren die Leistungen der Lokomotiven so, daß man in aller Regel mit Handfeuerung auskam. Wo die Heizergrenze jedoch überschritten wurde, war eher Ölfeuerung am Platze. Stoker haben sich in Europa weniger bewährt, sie wurden in größerem Umfang nur bei CSD und PKP verwendet. Sie gestatten zwar die Verfeuerung einer großen Brennstoffmenge, doch leidet der Kesselwirkungsgrad dabei erheblich, weil viel Kohleabrieb entsteht, der meist unverbrannt bleibt (und deshalb die Umwelt sehr stark verschmutzt !). Zudem sind die Stoker mechanisch aufwendige, schwere und anfällige Einrichtungen (mehrfach umgelenkte Förderschnecken mit eigener Dampfmaschine). Über alle diese Einwände hat man sich in Amerika allerdings hinweggesetzt, die Kohlenstaubfeuerung (s.u.) ist dort praktisch gar nicht versucht worden. Für die Ölfeuerung verwendete man sehr schwere, sonst fast unverkäufliche Raffinerierückstände, sie mußten vorgewärmt werden, um pumpfähig zu sein, waren aber für schwere Schnellzug- wie auch Güterzuglokomotiven in den letzten Jahren die wichtigste Feuerungsart. Kohlenstaubfeuerung wurde wieder verlassen, obwohl man sie bei der DR technisch zu beherrschen gelernt hatte, Pierson (1967). Der Grund dürfte in der doch erheblichen Komplizierung (und damit Verteuerung) des Betriebes und der Infrastruktur liegen.

Zur Rostgröße vgl. die Verhältniszahlen in Abb. 4-3 Der Rost wurde bei allen größeren Lokomotiven über den Rahmenwangen angeordnet, vgl. z.B. Abb. 4-18, was bei der durchweg hohen Kessellage kaum Schwierigkeiten bereitete. Er konnte dann bedeutend breiter als der Rahmen sein und ermöglichte die Ausbildung einer geräumigen Feuerbüchse und eines großen Aschkastens. Allerdings ist dabei die gewünschte große Strahlungsheizfläche, d.h. praktisch Feuerbüchswandfläche, schwieriger zu erreichen, weil sich die Feuerbüchse der Würfelform nähert. Deshalb wurden oft Verbrennungskammern vorgesehen, Wassertaschen oder Feuerschirmtragrohre dagegen nur bei CSD

und PKP. Soweit die britischen Kessel von älteren Typen abgeleitet waren, war ihr Rost zwischen die Rahmenwangen eingezogen. Bei diesen kleinen Kesseln gab auch diese Ausführung eine ausreichende Strahlungsoberfläche und ermöglichte es gleichzeitig, vorhandene Kumpelformen weiter zu verwenden, womit man bei der Fertigung Geld einsparte.

Amerika - Feuerung - Stand der Technik

Die Konstruktion der mechanischen Feuerung, der sog. „Stoker“-Anlage, hatte sich seit etlichen Jahren sehr vereinheitlicht, siehe Abb. 4-19. Dabei lag in dem v-förmigen Tenderboden eine Schnecke, die die Kohle – manchmal durch einen Brecher – in die Feuerung transportierte. Um die Bewegungen zwischen Tender und Lokomotive zu ermöglichen, war die Schnecke in zwei oder drei gelenkig miteinander verbundene Teile unterteilt. Zum Antrieb diente eine kleine, schnelllaufende und gut regelbare Dampfmaschine auf dem Tender oder der Lokomotive. Die Schnecke schob die Kohlestücke auf eine flache Platte, die unterhalb der Feuertür in den Brennraum ragte und von dort durch ein kompliziertes System von Dampfstrahlen so auf den Rost geblasen, dass dieser einigermaßen gleichmäßig bedeckt wurde. Zu den Nachteilen siehe die Ausführungen bei

„Europa – Feuerung – Stand der Technik“.

4.2.3 Saugzuganlage

Einführung

Die Saugzuganlage – von der der Schornstein der äußerlich sichtbare Teil ist – ist eine Strahlpumpe, die durch den Abdampf der Lokomotivmaschine betrieben wird und die zwei Aufgaben hat :

Sie erzeugt in der Rauchkammer einen Unterdruck, durch den die Verbrennungsluft durch den Rost in den Brennraum (d.h. die Feuerbüchse) und die entstehenden Verbrennungsgase durch die Kesselrohre in die Rauchkammer gezogen werden.

Sie fördert die Verbrennungsgase aus der Rauchkammer durch den Schornstein ins Freie. Abb. 4-20 .

Die Saugzuganlage ist ein kennzeichnendes Merkmal des Stephenson'schen Lokomotivkessels (wenn sie auch schon vor St. ansatzweise ausgeführt wurde) und hat den unschätzbaren Vorteil, den Kessel in einem weiten Bereich selbstregelnd zu machen : Bei schwerem Arbeiten der Dampfmaschine wird durch die große Abdampfmenge (der eine große Austrittsgeschwindigkeit des Abdampfes entspricht, durch die eine große Gasmenge gefördert wird) eine starke Luftzufuhr zum Feuer bewirkt, das Feuer wird also stark angefacht und entwickelt eine große Wärmemenge (entsprechende Brennstoffzufuhr vorausgesetzt), was eine große Dampfleistung – die ja benötigt wird – zur Folge hat. I. a. ist die Wirkung der Blasrohranlage umso größer, je kleiner der Blasrohrdurchmesser ist, da ein kleiner Durchmesser bei gegebener Abdampfmenge eine größere Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus dem Blasrohr zur Folge hat, wodurch mehr Verbrennungsgase mitgerissen werden. Jedoch erhöht ein kleiner Blasrohrdurchmesser auch den Gegendruck für die Dampfmaschine und vermindert dadurch deren Leistung. Der Ausgleich dieser einander widersprechenden Forderungen ist immer ein Kompromiß, siehe Koch (1942). Die Mischung der Rauchgase mit dem Dampf geschieht am Umfang des Dampfstrahles. Insofern ist es nicht optimal, einen einzigen, kreisförmigen Abdampfstrahl zu haben, wie es der Einfachheit wegen die Regel ist. Vergrößern kann man die Berührungsfläche durch Anordnung von zwei normalen Blasrohranlagen, die bezogen auf die Strömungsrichtung des Dampfes nebeneinander liegen (Doppelschornstein, siehe Abb. 4-21)), und auch durch Auflösung in eine noch größere Anzahl von nebeneinander liegenden Dampfstrahlen (Giesl-Ejektor), siehe Slezak (1967). Diesen könnte man als einen in Lokomotiv-Längsrichtung sehr langen, quer dazu sehr schmalen Schornstein bezeichnen, bei dem das Blasrohr in gleicher Weise verformt, jedoch in eine Anzahl von Einzelmündungen unterteilt ist, siehe Abb. 4-22. Für den Giesl-Ejektor ist eine ganz wesentliche Verbesserung der Saugwirkung, d.h. der Feueranfachtung und damit der Dampflieferung bei gleichzeitig bedeutend vermindertem Abdampf-Gegendruck (und damit vergrößerter Maschinenleistung je kg Dampf) nachgewiesen. Bei nachträglichem Einbau wurden Leistungsverbesserungen von 25 % und mehr nachgewiesen, allerdings in dieser Höhe nur bei Lokomotiven, deren Saugzuganlage vorher nicht sehr günstig ausgelegt war. Während der Giesl-Ejektor bei Umbauten in Österreich, der DR, der CSD und in Ost-

Afrika viel verwendet wurde und durchweg sehr erfolgreich war, konnte er bei BR und DB keinen Eingang finden. Die Gründe dafür lagen aber wahrscheinlich nicht nur auf technisch-wirtschaftlichem Gebiet. In Frankreich wurde auch ein Schornstein mit drei bis vier parallelen Dampfstrahlen mit in Strömungsrichtung hintereinander angeordneten Zwischendüsen (Kylchap-Blasrohranlage, siehe Abb. 4-23) entwickelt. Giesl-Gieslingen (1986) befasst sich ab S. 139 ausführlich mit diesem interessanten Gebiet.

Europa - Saugzuganlage - Stand der Technik

Die BR beharrten überwiegend auf der konventionellen Anlage, wobei sowohl der Blasrohr- als auch der Schornsteindurchmesser ziemlich groß und damit der Gegendruck klein gehalten wurden. Einige Serien wurden aber auch mit Doppelschornstein gebaut, die beiden Schornsteine erhielten eine gemeinsame Verkleidung.

Die CSD verfuhr ähnlich, Doppel-Kylchap-Anlagen wurden aber in größerer Zahl eingebaut, bei Umbauten auch Giesl-Ejektoren.

Die DB blieb bei der konventionellen Anlage mit großen Durchmessern, andere Bauarten wurden nur zögerlich versucht und in keinem Fall in größerer Zahl beschafft.

Die DR verharnte i.a. ebenfalls bei der üblichen Blasrohranlage mit weiten Querschnitten. Daneben wurde aber bei Umbauten in bedeutendem Umfang der Giesl-Ejektor nachgerüstet.

Auch die PKP verwendete weiter konventionelle Saugzuganlagen.

Bei den BR wurde das sog. „self-cleaning-front end“ verwendet. Hierbei wird nach amerikanischem Vorbild die Förderleistung der Blasrohranlage (wegen des höheren Abdampf-Gegendrucks auf Kosten der Leistung der Dampfmaschine !) so gesteigert, daß alle unverbrannten Brennstoffteilchen nach oben aus dem Schornstein ausgeworfen werden. Bei normalen Anlagen sammeln sie sich dagegen als „Lösch“ in der Rauchkammer. Man erspart auf diesem Weg das aufwendige und unangenehme Reinigen der Rauchkammer, allerdings um den Preis einer heute völlig unvermeidbaren Umweltverschmutzung.

Amerika - Saugzuganlage - Stand der Technik

Im Gegensatz zu Europa hat man in Amerika nur wenig mit der Saugzuganlage experimentiert. Johnson (1945) beschreibt zwar eine ganze Anzahl von Blasrohrmündungs-Düsen, grundsätzlich andere Entwürfe sind aber kaum einmal auch nur in ein Versuchsstadium gekommen. Ein erfolgverheißender Versuch mit einem Giesl-Ejektor, siehe Slezak (1967), wurde aus Gründen, die mit dem Ejektor selbst nichts zu tun hatten, nicht weiter verfolgt. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass eine Übertragung der europäischen Konstruktionen auf amerikanische Verhältnisse nicht ohne weiteres möglich war, es also wohl noch einiger Entwicklungsarbeit bedurft hätte, um die Anlage dort voll betriebsfähig zu machen. Trotzdem ist es überraschend, dass man diese Entwicklung versäumte, denn bei den in Abschn. 4.1.3 geschilderten Verhältnissen war man an sich dringend auf Saugzuganlagen angewiesen, die bei geringem Blasrohrdruck eine hohe Förderleistung besaßen. Es blieb aber bei der herkömmlichen Ausführung, und zwar fast durchweg in den Verhältnissen des sog. „Master Mechanics' Front End“, siehe Abb. 4-24. Dies war eine Art genormter Ausführung die im wesentlichen auf Versuchsergebnissen aus dem Jahr 1896 (!) beruhte und seitdem nur wenig verändert wurde. Für die übliche, praktische Ausbildung ist Abb. 4-25 links ein Beispiel. Man sieht dort, dass der eigentliche Schornstein mit seinem Einlauf aus Blech gebaut war, in den meisten Fällen wurde er gegossen und war dann strömungsgünstiger auszubilden. Letztere Ausführung war in Europa durchweg üblich. In Abb. 4-25 rechts ist außerdem eine der wenigen Sonderausführungen gezeigt, wie sie bei den großen Gelenklokomotiven verwendet wurde. Bei dieser Konstruktion handelt sich um einen Doppelschornstein nach den Kylchap-Grundsätzen, wobei jeder Einzelschornstein vier Zwischendüsen und vier Blasrohrdüsen hat.

Wie in aller Welt waren auch in Amerika in der Rauchkammer Vorrichtungen (vor allem Drahtnetze und Gitter u. dgl.) vorgeschrieben, die das Austreten von glühenden Ascheteilchen in die Atmosphäre verhindern sollten. Bedingung war dabei einleuchtenderweise, dass die Gesamtfläche der

Öffnungen für den Rauchgas-Durchtritt größer ist als q (siehe Abschn. 4.1.2, Kenngrößen). Man glaubte, dann auch das „self cleaning front end“ vertreten zu können.

4.2.4 Überhitzer

Einführung

Die Überhitzung des Dampfes geschah seit Jahrzehnten durch Rohrschlangen, die in vergrößerten Rohren des Rohrbündels im Kessel liegen. Im Laufe der Entwicklung (vorwiegend durch Wilh. Schmidt 1858 – 1924) setzten sich zwei verschiedene Anordnungen durch: Einmal wurden solche Rohrschlangen zu je vier bis sechs Rohren in etwa einem Drittel aller Kesselrohre – die zu diesem Zweck im Durchmesser erheblich vergrößert wurden – verlegt. Diese, die „großen Kesselrohre“, lagen im oberen Bereich des Kesselrohrbündels. Die andere Möglichkeit war, praktisch alle Kesselrohre zu „großen“ zu machen (die allerdings kleiner im Durchmesser waren als die vorher angesprochenen großen) und mit Rohrschlangen von je zwei Rohren zu bestücken. Bei der ersten Anordnung spricht man vom „Großrohrüberhitzer“, in Amerika vom „Typ A“ (wir schlagen als Kennzeichen vor : $q_r/q \leq 0,75$) bei der zweiten vom „Kleinrohrüberhitzer“, bzw. „Typ E“ ($q_r/q \geq 0,75$), zu letzterem siehe Abb. 4-12. Der Kleinrohrüberhitzer folgert aus dem an sich naheliegenden Wunsch, praktisch die ganze Rauchgasmenge für die Überhitzung nutzbar zu machen. Da das aber gar nicht nötig ist, bleibt bei ihm als Negativpunkt, dass durch Besetzung fast aller Kesselrohre mit Überhitzerrohren der Gesamt-Strömungswiderstand im Rohrbündel unnötig erhöht wurde. Giesl-Gieslingen (1986) wirft ihm das vor und behauptet, man „habe das zum Schluß in Amerika auch eingesehen“. Aus den Zahlentafeln in LC (1947) ist das aber nicht abzulesen, vielmehr haben von den 69 dort aufgeführten, neuen Lokomotiven 51, das sind 74 %, einen Kleinrohrüberhitzer. In Europa wurde der Kleinrohrüberhitzer zwar schon früh verlassen, jedoch zeigte sich zuletzt wieder eine Tendenz zu größeren q_r/q – Werten. So betrug der Wert bei der DB-Reihe 23 : 0,69, bei der DR-Reihe 23.10 : 0,62. Witte (1953) begründet dies so : Durch die große Strahlungsheizfläche ist die Rauchgastemperatur niedriger als bei früheren Kesseln. Deshalb ist eine besonders große Überhitzer-Heizfläche angebracht, die sich u.a. in dem relativ großen Wert für q_r/q ausdrückt. Man vergleiche hierzu die Spalten 6 und 7 der Abb. Tab. 4-1a.

Die Temperatur des überhitzten Dampfes lag in Europa und Amerika bei etwa 400 – 425 °C, dabei war die Kolben-Schmierung – das Zylinderöl setzt die Grenze für die Heißdampf Temperatur – noch zuverlässig möglich.

Europa - Überhitzer - Stand der Technik

In Europa hatte sich der Großrohrüberhitzer völlig durchgesetzt. Bei Giesl-Gieslingen (1986) findet man recht ausführlich auch Einzelheiten der Ausführung beschrieben.

Amerika - Überhitzer - Stand der Technik

In Amerika blieb man, wie oben gesagt, noch weitgehend bei dem Kleinrohrüberhitzer. Vermutlich haben dabei die gleichen Überlegungen wie die von Witte (s.o.) eine Rolle gespielt.

4.2.5 Vorwärmer und Kesselspeisung

Einführung

Das verdampfte Wasser wird im Kessel durch Einspeisen neuen Wassers ersetzt. Dieser an sich einfach klingende Vorgang schließt aber eine Reihe von Problemen ein, deren Lösung bis zum Ende der Dampflokomotiv-Entwicklung nicht abgeschlossen war. Dies bezieht sich auf die Vorwärmung und auf die Wasseraufbereitung. Die erforderliche Vorwärmereinrichtung bildet mit der Kesselspeiseeinrichtung ein gemeinsames System.

Durch Vorwärmung des Kesselspeisewassers kann man einige Prozente bei dem Kesselwirkungsgrad gewinnen. Wird die Vorwärmung durch den Abdampf vorgenommen, so spart man darüber hinaus noch bis zu 15 % an Speisewasser. Hierfür gab es Oberflächenvorwärmer (amerik. „closed type“. Hierbei drückt die Speisepumpe das Wasser durch den Vorwärmer hindurch in den Kessel.) und Mischvorwärmer (amerik. „open type“. Hierbei läuft das vorgewärmte Wasser der

Speisepumpe bei etwa Außenluftdruck zu und wird dann direkt in den Kessel gedrückt). Vorwärmung durch die Abgase hat sich nicht durchsetzen können, obwohl sie erprobt wurde und theoretisch erfolgversprechend ist, siehe Giesl-Gieslingen (1981) und (1986). Einmal bauen Abgasvorwärmer sehr groß, zweitens gibt es bei ihnen stets schwere Korrosionsprobleme infolge des Niederschlags von schwefliger Säure. Einen Überblick über das Gebiet der Speisewasser-Vorwärmer gibt auch Wolff (1947).

Die Förderung des Speisewassers in den Kessel kann durch Strahlpumpen (Injektoren), Kolbenpumpen oder turbinengetriebene Kreiselumpen erfolgen. Strahlpumpen sind am einfachsten, weil sie keine bewegten Teile haben und am leichtesten, verbrauchen aber relativ viel Dampf (dessen Wärmeinhalt allerdings nicht verloren geht) und sind nicht ganz einfach zu bedienen, Abb. 4-26. Die Turbopumpen sind ihrer hohen Drehzahl wegen am leichtesten, sie sind aber weniger gut zu regeln und eignen sich nicht für höhere Wassertemperaturen, Abb. 4-27. In den meisten Fällen stellen Kolbenpumpen, siehe Abb. 28, einen vernünftigen Kompromiß dar. Der Abdampf von Kolben- oder Turbopumpen wird i.a. auch der Speisewasservorwärmung zugeführt, wodurch auch bei stehender Lokomotive noch eine gewisse Vorwärmung erfolgt.

Die bei stationären und Schiffsanlagen fast immer angewendete Verbrennungsluftvorwärmung durch die Abgase ist auf der Lokomotive - obwohl mehrfach versucht - räumlich praktisch nicht möglich.

Wasseraufbereitung ist notwendig, weil das in bedeutenden Mengen aus Brunnen, Flüssen oder Seen entnommene Rohwasser mit einer Reihe von Bestandteilen belastet ist, die sich auf Betrieb und Erhaltung des Kessels sehr schädlich auswirken können. Man bekämpft diese Erscheinungen zunächst durch eine mechanische Filterung des Wassers, dann durch Beimischen von verschiedenen Chemikalien, die von der Zusammensetzung der belastenden Bestandteile abhängt. Dabei ist zu beachten, dass sich Art und Menge der schädlichen Bestandteile sowohl örtlich als auch zeitlich stark ändern können und deshalb laufend überwacht werden müssen, die Beimischungen sind dem Ergebnis jeweils anzupassen. Die Chemie der Wasseraufbereitung wird hier nicht behandelt, dafür sind Spezialwerke zu Rate zu ziehen. Auch Johnson (1945) behandelt dies Gebiet recht ausführlich. Die Aufbereitungschemikalien waren vielfach Geschäftsgeheimnis der Lieferanten.

Europa - Vorwärmer und Kesselspeisung - Stand der Technik

Bei den britischen Einheitslokomotiven wurden überhaupt keine Vorwärmer eingebaut. Man war dort von jeher der Ansicht, daß die Einsparung an Brennstoff die Komplizierung von Bau, Betrieb und Unterhaltung der Lokomotive nicht wett macht. Dabei muß man aber berücksichtigen, daß in Großbritannien die Kohlepreise immer niedriger waren als in Deutschland, so daß sich Einsparungen beim Brennstoff weniger auf die Gesamtwirtschaftlichkeit des Betriebes auswirkten. Man verwendete hauptsächlich mit Frischdampf betriebene Strahlpumpen, bei denen die im Dampf enthaltene Wärme zwar auch noch zurück gewonnen wird, wobei aber keine *Wärmeersparnis* eintritt. Die größten Maschinen der BR, bei denen längere ununterbrochene Fahrstrecken zu erwarten waren, hatten auch abdampfbetriebene Strahlpumpen.

Soweit bekannt, waren die Lokomotiven der CSD ebenfalls nur mit Strahlpumpen und nicht mit Vorwärmern ausgerüstet.

Bei den beiden deutschen Verwaltungen wurden in den letzten Jahren Mischvorwärmer eingebaut. Bei diesen wird ein Teil des Abdampfes der Lokomotivmaschine in einem drucklosen Mischkasten durch das kalte Speisewasser niedergeschlagen, wobei er seine Wärme an das Wasser abgibt, das dabei eine Temperatur von etwa 95 °C erreichen kann. Im Laufe der Entwicklung wurde diesem Mischkasten eine zweite Stufe nachgeschaltet, in der das Wasser unter Druck stehend durch den Pumpenabdampf auf etwa 110 °C erwärmt wurde. Diese von Heintz angegebene Anordnung (ähnlich war die französische ACFI-Anlage aufgebaut) läßt eine Verbesserung des Kesselwirkungsgrades um etwa 12 % gegenüber einer Anlage ohne Vorwärmung erzielen;. Allerdings sind bei allen Vorwärmern im praktischen Betrieb mit seinen vielen Lastwechseln nur etwa 2/3 der theoretischen Verbesserung wirklich zu erzielen. Die Heintz-Vorwärmer wurden von der DB eingehend erprobt, dann aber wieder verlassen. Statt dessen waren die Maschinen schließlich mit einem einstufigen Mischvorwärmer ausgerüstet, bei dem aber das der Vorwärmerpumpe zulaufende Wasser schon etwas vorgewärmt wird.

Diesen „MV 57“ (der schon vor und in dem Krieg entwickelt wurde) zeigt, etwas vereinfacht, die Abb. 4-29. Offenbar war man zu der Ansicht gekommen, - die in Großbritannien, wie oben erwähnt, seit jeher vertreten wurde, - daß die Erschwerung von Betrieb und Erhaltung durch eine sehr komplizierte Vorwärmanlage die erzielbare Brennstoffeinsparung nicht rechtfertigte. Dabei sei wieder auf die in den Nachkriegsjahren gegenüber den Brennstoffkosten stark gestiegenen Personalkosten verwiesen. Immerhin mochte man aber nicht ganz auf eine Speisewasservorwärmung verzichten. Die von der DR verwendete Anlage beruht praktisch auf dem gleichen Grundgedanken, Autorenkollektiv (1965), Endisch (2000).

Die PKP verwendete - wie die BR und auch die CSD - gar keine Vorwärmer. Sie baute Frischdampf- und Abdampfstrahlpumpen ein, folgte also mehr dem britischen Vorbild.

Amerika - Vorwärmer und Kesselspeisung

Vorwärmanlagen beider Typen waren bei den letzten Maschinen in Amerika die Regel, obwohl die niedrigen Kohlepreise an sich kein überragender Anreiz dafür waren. Wie in Deutschland kam man in den letzten Jahren auf die Mischvorwärmer, weil sie einen höheren Wirkungsgrad als die Oberflächenvorwärmer hatten, und obwohl letztere einfacher im Aufbau waren. Für beide Typen gab es verschiedene Hersteller. Abb. 4-30 gibt die Rohrschaltung einer solchen Anlage wieder, dabei wird das Kaltwasser dem Vorwärmer durch eine Turbopumpe zugeführt und aus dem Vorwärmer durch eine Kolbenpumpe in den Kessel eingespeist.

Europa und Amerika - Wasseraufbereitung - Stand der Technik

Für das Lokomotivpersonal ist es natürlich am einfachsten, nur chemisch aufbereitetes Wasser zu übernehmen. Stationäre Aufbereitungsanlagen sind aber teuer in Beschaffung und Betrieb. Deshalb wurde allgemein zur sog. „inneren Aufbereitung“ übergegangen. Dabei wird das mechanisch gereinigte Wasser laufend analysiert und die zur Aufbereitung notwendigen Chemikalien werden unmittelbar in den Tenderbehälter gegeben. Das ist in der Durchführung einfach, erfordert aber seitens der Personale Verständnis und Zuverlässigkeit, siehe Witte (1956 b).

4.2.6 Bauliche Einzelheiten

Einführung

Im Rahmen dieser Arbeit ist es unmöglich, auf alle Einzelheiten des Kessels und seiner Ausrüstung einzugehen. Es sollen nur die folgenden herausgegriffen werden :

Die Befestigung der Kesselrohre in den Rohrwänden, die bisher durch Einwalzen erfolgte. Diese hatte aber relativ dicke Rohrwände zur Voraussetzung und war trotzdem schadensanfällig.

Der Regler, d.h. das Organ, mit dem der Dampfdruck am Eintritt in den Zylinder eingestellt und damit in gewissem Umfang auch die Leistung der Lokomotive gesteuert wird, dies insbesondere in dem Bereich, in dem man nicht mehr durch Füllungsänderung steuern kann.

Die Wärmeisolierung des Kessels. Diese war bei manchen Verwaltungen herkömmlich nur dadurch hergestellt, dass um den eigentlichen Kessel ein dünnes Mantelblech in einigen cm Abstand gelegt war und die darunter bestehende Luftschicht einen gewissen, aber nur kleinen Isolierwert hatte.

Europa und Amerika - Endbefestigung der Kesselrohre - Stand der Technik

Die Endbefestigungen der Kesselrohre hatte in Amerika und Europa die gleiche Entwicklung durchgemacht. Die Rohre wurden zum Schluß nur durchgesteckt, umgebördelt und rundum verschweißt. Dies geschah von der Verbrennungskammer bzw. der Rauchkammer aus, da die andere Seite ja unzugänglich ist. Die Rohre wurden durchweg am Ende aus folgendem Grund bis zu einem gewissen Maße im Durchmesser eingezogen (siehe Abb. 4-31) : Der sog. Wassersteg, d.h. der Abstand zwischen den Rohraußenflächen, senkrecht zum Rohr gemessen, soll klein sein, um möglichst viel Wasser in Berührung mit den Rohren zu bringen. Wäre nun die Rohrwandbreite zwischen den Rohren nur ebenso groß, so würde die Rohrwand unzulässig geschwächt, insbesondere beim Einwalzen. Durch das Einziehen der Rohre wurde das Loch in der Rohrwand verkleinert, die Wand also weniger

geschwächt, allerdings um den Preis eines erhöhten Strömungswiderstandes im Rohr. Amerikanische Rohre wurden oft vergleichsweise weniger eingezogen als jedenfalls die deutschen, und waren damit strömungsgünstiger.

BR blieb beim Einwalzen der Kesselrohre, das Verfahren von CSD und PKP ist uns nicht bekannt.

Europa und Amerika - Regler - Stand der Technik

Sowohl bei DB und DR als überwiegend in Amerika waren Heißdampfregler vorgesehen, d.h. das Reglerventil war nicht unmittelbar am Kessel, sondern erst nach dem Überhitzer angeordnet. Dadurch sollte die Maschine schneller reagieren, weil ihr beim Öffnen des Reglers sofort Heißdampf zur Verfügung stand, auch konnten die Hilfsmaschinen mit Heißdampf betrieben werden, was ihren Dampfverbrauch stark herabsetzte. Beim Regler verlangt man, dass der Lokführer ihn mit der Hand so bedienen kann, dass er noch „Gefühl“ für den erforderlichen Kraftaufwand behält. Es ergaben sich aber in Europa Schwierigkeiten (von Amerika wird darüber nicht berichtet) dadurch, daß die Mechanik des Reglers, der im wesentlichen aus mehreren parallel geschalteten, aber nacheinander öffnenden Dampfventilen bestand (Abb. 4-32), bei der hohen Dampftemperatur von über 400 °C nicht betriebssicher war. (Witte 1958) und (Endisch 2000) sprechen zwar auch von einem neuen Einventil-Heißdampfregler, doch muß man wohl sagen, daß zumindest in Deutschland die Bewährung eines wirklich betriebsreifen Heißdampfreglers noch ausstand. Cox (1966) erwähnt, dass BR für die großen Lokomotiven ebenfalls Mehrventil-Heißdampfregler vorsah, für kleine Maschinen aber bei Nassdampf-Schieber-Reglern blieb.

Europa und Amerika - Kesselisolierung - Stand der Technik

Zur Wärmeisolierung der Kessel wurden Asbestmatten unter einer leichten Blechverkleidung verwendet. Diese boten eine erheblich bessere Wärmedämmung als das bis dahin jedenfalls in Deutschland übliche Verfahren, siehe die Einführung. Natürlich waren sie aber teurer und schwerer.

In Amerika wurde ein fester Isolierstoff verwendet dessen Art uns nicht bekannt ist. Er wurde in relativ kleinen Blöcken genau angepasst und ebenfalls unter einer leichten Blechverkleidung eingebaut.

4.2.7 Tender

Einführung

Die Tender sollen an dieser Stelle besprochen werden, weil sie ja dem Transport der vom Kessel benötigten Vorräte an Brennstoff und Wasser dienen. Im Sinne der Aufgabe der Lokomotive sind sie tote Masse, darum wurde viel Wert auf eine geringe Eigenmasse gelegt. Zahlen darüber sind aber kaum aufzufinden. Nach Angaben von Giesel-Gieslingen (1986) jedoch hatten die Tender meist eine Leermasse von 66 bis 75 % der Masse der von ihnen beförderten Vorräte. Wichtige Daten von einer Anzahl von Tendern sind in der Abb. Tab. 2-3 aufgeführt. Die Achsbildangabe entspricht der der Lokomotiven, die Länge über Puffer dient nur einer ganz groben Größenvorstellung.

Europa - Tender - Stand der Technik

Auffällig ist bei den Seitenansichten der Lokomotiven, Abb. 3-4 bis 3-10, die geringe Größe der englischen Tender, sie sind ja auch durchweg nur dreiachsrig. Offenbar setzte man dort im Interesse einer geringen Tendermasse auf häufige Vorratsergänzung, ein organisatorisches Problem. Auf einigen Strecken gab es in England auch Wassertröge, bei denen Wassers schöpfen während der Fahrt möglich war, weshalb die Tender dabei klein sein konnten. Cox (1966) schreibt nichts darüber, ob dies auch in dem hier betrachteten Zeitraum noch vorgesehen war.

Die DB baute Tender mit selbsttragendem Wassertank, also ohne eigentlichen Rahmen. Im Gegensatz zu den im 2. Weltkrieg viel gebauten „Wannentendern“ – die eine Leermasse von nur 47 % der Masse der Vorräte hatten ! – war bei den Neubau-Tendern der Wassertankboden nach oben gewölbt, siehe Abb. 33. Dadurch blieb die Eigenschaft des „Selbsttragens“ erhalten, während das Lichtraumprofil besser ausgenutzt wurde. Auch bei diesem Tender war die Leermasse gering, Witte (1953) gibt für den Tender der Baureihe 23 der DB den Wert mit 59 % an.

Amerika - Tender - Stand der Technik

Bei den in Amerika zahlreichen sehr langen Strecken waren auch sehr große Tender üblich, da man eine Vorratsergänzung möglichst selten vornehmen wollte. Aus dem gleichen Grund gab es auch auf mehreren Strecken Wassertröge, um den Wasservorrat ohne Halt ergänzen zu können. In Abb. 4-34 ist die Konstruktion eines großen Tenders ohne Wasserschöpfer dargestellt. Bei Tendern dieser Größe waren aber Drehgestelle schon die Ausnahme, da sie als schwer und teuer in der Erhaltung galten und die Länge der Lokomotiven zu sehr vergrößerten (Drehscheiben !). Soweit man erkennen kann, ist der Tender teils geschweißt, teils genietet. Man sieht den Einbau der Förderschnecke für den Stoker. Die seitliche Abstützung des Aufbaues erfolgt offenbar über das hintere Drehgestell, während er am vorderen nur in der Mitte aufliegt. Das ist die klassische Dreipunktabstützung, auf die in Amerika Wert gelegt wurde. Am vorderen Drehgestell sind in der Frontansicht besondere Rückstellvorrichtungen erkennbar, etwa wie in Abb. 7-12 bis 7-14.

Zahlreich waren auch Ausführungen mit einem sog. „tender bed“, wobei der Boden des Wassertanks zusammen mit dem eigentlichen Fahrzeugrahmen in einem Stück aus Gussstahl gefertigt war, ganz entsprechend den „locomotive beds, siehe Abschn. 6 . In Abb. 4-35 ist dieses Bauteil von unten gezeigt, Abb. 4-36 stellt einen so gebauten Tender dar. Vorne ist ein Drehgestell angeordnet, während die hinteren fünf Achsen nicht schwenkbar, aber sämtlich seitenverschieblich unmittelbar im Hauptrahmen gelagert sind. Wolff (1947b) gibt für diesen Tender an, dass die hinterste Achse um 19 mm, die übrigen um 32 mm nach jeder Seite verschieblich seien. Die Rückstellung erfolgte dabei durch Stahl-Gummi-Elemente. Ausführung Abb. 4-37 zeigt einen Querschnitt durch Tenderboden und Laufwerk. Man sieht, dass ersterer eine Hohlkasten-Konstruktion ist, ganz entsprechend dem „locomotive bed“, ferner, dass als Rückstellung des Drehgestells eine Walzenkonstruktion nach Abb. 7-16 verwendet wurde. Über die sehr auffällige Gestaltung des Lastausgleichs bei diesem Tender siehe Abschn. 7.2.1 bei „Amerika – Starr-Rahmenlok – Lastausgleich – Stand der Technik“.

Abb. 4-38 zeigt einige Einzelheiten von Wasserschöpfereinrichtungen (die Teile von Abb.4-38 beziehen sich auf verschiedene Konstruktionen). Die Schöpfschaufel wird durch einen Druckluftzylinder bewegt und durch Federkraft in der gehobenen Stellung gehalten. Man schöpfte anfangs bei nur mäßigen Geschwindigkeiten (etwa 50 – 70 km/h), wobei immer noch viel Wasser verspritzt wurde, weil der Weg des Wassers in den Tank und die Abfuhr der dort zu verdrängenden Luft nicht optimal waren. Nachdem diese Punkte sorgfältig verbessert worden waren, konnten bis zu etwa 130 km/h beim Schöpfen zugelassen werden, siehe NN 1(1944). Bei den Versuchen an einem 610 m langen Schöpftrog wurde auf etwa 520 m geschöpft. Bei einer Geschwindigkeit von 120 km/h wurden etwa 27 m³ Wasser in den Tank gebracht und etwa 5,8 m³ (also etwa 18 % des entnommenen Wassers) verspritzt.

5 Dampfmaschine und Triebwerk

5.1 Einführung

Zu der Baugruppe „Dampfmaschine und Triebwerk“ rechnen wir hier : Zylinder, Kolben mit Kolbenstange und Kreuzkopf, Steuerung, Triebwerk (Treib- und Kuppelstangen) und Dampfleitungen.

Ganz allgemein ist für alle Dampf-Kolbenmaschinen vorab zu sagen :

Die Leistungsverluste durch Abkühlung des Dampfes an den Zylinderwandungen sind beträchtlich, sie sind spezifisch um so größer, je kleiner die Zylinder sind. Deshalb sind große Zylinder anzustreben, d.h. möglichst wenige. Wenige Zylinder, damit auch wenige Triebwerke, sind natürlich auch billiger im Bau und in der Unterhaltung als viele. Besonders aus diesem Grund waren in der letzten Zeit Zweizylindermaschinen weltweit die Regel. Es sollte allerdings nicht vergessen werden, daß, je mehr Zylinder vorhanden sind, desto gleichmäßiger der Verlauf des insgesamt auf die Treibachse ausgeübten Drehmomentes ist. Das führt zu einer im Mittel etwas höheren Zugkraft bei Drei- und Vierzylindermaschinen als bei einer sonst gleichwertigen Zweizylindermaschine. Denn besonders beim Anfahren schwerer Züge tritt dadurch wegen der kleineren Drehmomentspitzen (die ihrerseits entstehen, weil natürlich bei gleicher Gesamtleistung die einzelnen Kolbenkräfte von drei Zylindern kleiner sind als die von zweien) das schädliche Schleudern der Räder nicht so leicht ein. Außerdem ist bei Mehrzylindermaschinen der Massenausgleich (siehe Abschn. 7) besser zu erreichen.

In den Zylindern dehnt sich der Dampf aus und leistet Arbeit, dabei sinkt seine Temperatur, und die Zylindermasse nimmt eine Temperatur zwischen den Temperaturen des Zu- und des Abdampfes an. Dadurch wird der frisch eintretende Dampf sofort abgekühlt, ohne daß diesem Temperaturverlust eine Arbeitsleistung entspricht. Deshalb ist es erfolgversprechend, die Arbeitsleistung des Dampfes auf mehrere Zylinder zu verteilen, die hintereinander geschaltet sind und infolgedessen jeweils ein kleineres Temperaturgefälle gegenüber dem eintretenden Dampf haben. Dies sog. „Verbundverfahren“, siehe Abb. 5-1, das es bei stationären und Schiffsmaschinen schon länger gab, wurde in den Lokomotivbau um 1876 von Mallet eingeführt. Es bietet insbesondere bei Naßdampfmaschinen wirtschaftliche Vorteile, kompliziert die Maschinen aber auch, weil es unterschiedlich große Zylinder (weil der Niederdruckzyl. ja mit viel niedrigerem Druck als der Hochdruckzyl. arbeitet) und besondere Anfahrvorrichtungen erforderlich macht. Aus diesem Grund wurden, ebenfalls weltweit, nach dem 2. Weltkrieg praktisch nur noch Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung (Zwillings-, Drillings-, Vierlingsverfahren) gebaut.

Obwohl der grundsätzliche Aufbau von Dampfmaschine und Triebwerk natürlich in Europa und Amerika gleich ist, hatten sich, wie bei den übrigen Baugruppen auch, gewisse Unterschiede herausgebildet. Wir gehen davon aus, dass unseren Lesern die europäischen Ausführungen besser bekannt sind und werden hier die folgenden Besonderheiten des amerikanischen Lokomotivbaues im Vergleich zum europäischen näher besprechen :

- a) Die Zylindergröße (Hubraum, insbesondere Durchmesser)
- b) Die relativ häufige Anwendung von Ventilsteuerungen
- c) Die Triebwerksausbildung für besonders leistungstarke Zweizylinderlokomotiven
- d) Der Zusatzantrieb (booster)

Zu a) : Die amerikanischen und – weniger ausgeprägt – die englischen Lokomotiven haben relativ kleine Zylinder. Daher ist, um die vom Kessel je Stunde bereitgestellte Dampfmenge verarbeiten zu können, eine relativ hohe Anzahl von Hüben je Stunde nötig. Dies führt zu hohen Drehzahlen und in Folge zu hohen günstigsten Geschwindigkeiten v' . Erkennbar ist die relative Zylindergröße an dem Kennwert Q_{DV} :

$$Q_{DV} = D / (v_{Zyl} \cdot z_{0,5}) \text{ [kg / h Lit.]} \quad \text{mit } D = D_M = \text{für die Maschine zur Verfügung stehende Dampfleistung des Kessels je Stunde [kg / h]}$$
$$v_{Zyl} = \text{Inhalt eines Zyl. in Litern, } \varnothing \cdot h, \quad \text{[Lit.]}$$
$$z_{0,5} = 0,5 \cdot \text{Zylinderzahl} \quad \text{[1]}$$

Grundsätzlich kann man statt der Dampfleistung D_M bei diesem Vergleich auch die Heizfläche H_V verwenden. Am Inhalt der Aussage ändert sich dadurch praktisch nichts.

1	2	3	4	5	6
2	Lokomotiv-Typ	Amerika Zahl der Typen	Amerika Quotient Q_{DV}	Europa Zahl der Typen	Europa Quotient Q_{DV}
3	Einheiten	[1]	[kg / lit. h]	[1]	[kg / lit. h]
4	leichte Schnellzuglok A)	10 *)	100	5 *)	79
5	schwere Schnell- und Schnellgüterzuglok B)	9	98	-	-
6	Güterzuglok C)	12 *)	98	8 *)	77
7	Gelenklok D)	8	80	-	-
8	Duplexlok E)	1	93	-	-
9	Sonstige, leichtere Lok	-	-	19	64
10	Summe bzw. Durchschnitt	35	96 100 %	37	74 77 %

Spalte 2 : A), B) ... siehe Einteilung bei Abb. Tab. 2-4 .

Spalte 3 u. 5 : Anzahl der in Abb. Tab. 2-4 in der betr. Gruppe aufgeführten Lokomotiven

Spalte 4 u. 6 : Mittelwert von Q_{DV} der in der betr. Gruppe aufgeführten einzelnen Lokomotiven

*) britische Lok sind hier bei Spalten 3 und 4 einbezogen, sie fehlen bei Spalten 5 und 6 !

Abb. Tab. 5-2 Vergleich der Q_{DV} -Werte
JH

Siehe Abb. Tab. 5-2 . Deshalb ist v' i.a. größer als in Kontinental-Europa und die Maschinen dürften i.a. weiter vom Optimum c'_i , bzw. v' , entfernt betrieben werden. Eine Begründung für diese Zylinder-Auslegung fanden wir im Schrifttum nicht. Jedoch weist Johnson (1945) auf folgenden Sachverhalt hin :

Große Zylinder, d.h. solche mit einem relativ großen Hubraum, haben aus Platzgründen relativ kleinere Ein- und Auslassquerschnitte als kleine Zylinder, weil der Hubraum mit der dritten Potenz der Abmessungen wächst, die Querschnitte aber nur mit der zweiten. Das führt bei ihnen zu größeren Drosselverlusten beim Dampfeintritt. Deshalb sind kleine Zylinder (in dieser Hinsicht ! J.H.) wirtschaftlicher als große. Dies dürfte – was Johnson aber nicht schreibt – zu der zu beobachtenden Bevorzugung kleiner Zylinder geführt haben. Schnelllaufende Maschinen sind tendenziell auch leichter als langsamer laufende, was man u.U. dem Kessel zugute kommen lassen kann.

Aus unserer Sicht stehen der angelsächsischen Gepflogenheit aber zwei Nachteile entgegen :

Einmal rückt, wie oben erwähnt, im P, Z-v-Diagramm die Betriebsgeschwindigkeit der Lokomotive, die für Schnellzuglok bei etwa 130 km/h angenommen werden kann, weiter von der günstigsten Geschwindigkeit v' ab, was im Betriebspunkt eine gewisse Einbuße an Wirkungsgrad bringt. Siehe dazu das P, Z - v –Schaubild Abb. 8-1.

Zweitens haben große Zylinder kleinere Verluste, vor allem Abkühlungsverluste (wegen ihrer kleineren Oberflächen je Einheit des Hubraums), als kleine, was zu einem deutlichen Wirkungsgradgewinn führt. Siehe dazu ein entsprechendes Kurvenblatt nach Giesl-Gieslingen (1976) bzw. Hartmann (2002), hier Abb. 5-3 .

Ob und wie nun „große“ und „kleine“ Zylinder sich letztlich bei dem Gesamtwirkungsgrad von Lokomotiven und bei ihren Betriebs- und Unterhaltungskosten bemerkbar machen, ist außerordentlich schwer festzustellen. Unseres Wissens gab es solche Untersuchungen nicht.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß man die Leistung von Dampfmaschinen auf zweierlei Art steuern kann : Mit dem „Regler“ (siehe auch Abschn. 4.2.6) wird der *Druck* (in N/cm²) des in die Maschine eintretenden Dampfes bestimmt, durch die „Steuerung“ dagegen seine *Menge* (die „Füllung“, in kg). Dabei ergibt die Druckregelung stets Drosselverluste. Man kann sie aber nicht ganz

vermeiden, da die Maschine bei sehr kleinen Füllungen nicht mehr gleichmäßig umläuft. Bei Schiffsmaschinen wurde oft auf die Füllungsregelung verzichtet, da dort - im Gegensatz zur Lokomotive - die Fahrt mit voller Leistung der Normalzustand ist. Demgegenüber wird zur Regelung von Verbrennungsmotoren i.a. nur die Brennstoffmenge verändert.

Zu b): In Amerika nennt man die Steuerorgane der Dampfmaschine immer „valve“, Kolbenschieber sind „piston valves“, eigentliche Ventile heißen „poppet valve“. Letztere haben Vorteile gegenüber Kolbenschiebern: Sie ermöglichen kleinere und größere Füllungen als diese und ihre schnellen Bewegungen führen zu einer genaueren Steuerung mit geringerem Dampfverbrauch bei gleicher Leistung der Lokomotive. Besonders in Deutschland wurde ihnen aber nachgesagt, dass diese Vorteile sich nach kurzer Betriebszeit durch den unvermeidlichen Verschleiß ins Gegenteil verkehrten. Immerhin haben sie sich in Österreich und Frankreich in beträchtlichem Umfang einführen können, auch bei den Neubaulokomotiven der BR wurden sie wieder probeweise verwendet. In Amerika waren sie am Ende der Dampfkentwicklung sogar relativ weit verbreitet, eine genauere Übersicht ist uns aber nicht bekannt.

Zu c): Man sollte sich darüber klar sein, dass bei einer Lokomotive mit Außenzylindern an sich ein sehr ungünstiger mechanischer Aufbau des Triebwerkes vorliegt, nämlich eine fliegende Lagerung eines Kurbeltriebes mit einem ungewöhnlich großen Hebelarm des Kraftangriffs. Abb. 5-4 zeigt dies schematisch, die Skizze ist maßstäblich, was die Lagerentfernungen und Kraftgrößen an betrifft. Abb. 6-10 stellt die Konstruktion dar. Die sehr großen Achslagerkräfte beanspruchen den Rahmen und die Lager stark, ferner bedeutet der große Hebelarm b hohe Biegemomente in der Achswelle und im Treibzapfen. In Amerika nahm man dies alles in Kauf, um mit zwei Zylindern auszukommen, was in den Bau- und Erhaltungskosten vorteilhaft ist. In Europa sah man die Verhältnisse ebenso, ging in Fällen von sehr großen Kolbenkräften aber auf die Dreizylinderbauweise mit einem Mittelzylinder über, so bei den Baureihen 71 der BR und 10 der DB. Dadurch verkleinerten sich die Lagerkräfte auf etwa $\frac{2}{3}$ und die Biegemomente und Rahmenbeanspruchungen verhielten sich ebenso. Auch der Zugkraftverlauf während einer Radumdrehung und die Laufruhe der Maschinen wurde besser. Allerdings stiegen die Kosten durch das dritte Triebwerk (mit der gekröpften Treibachse und der eigenen Steuerung) erheblich an und die Wartung des Mitteltriebwerks ist schwierig, d.h. teuer. Die Stangenkuppelung mehrerer Antriebsachsen, die es sonst im heutigen Maschinenbau kaum noch gibt, hat zwar bei gutem Zustand einen hohen Wirkungsgrad, aber eben dieser gute Zustand ist nicht leicht zu erreichen und zu erhalten. Insbesondere müssen die Laufkreisdurchmesser aller Antriebsräder genau gleich sein, ferner muß der Mittenabstand der Achsen sehr genau mit dem Abstand der Kuppelstangenlager übereinstimmen. Hierbei können sich viele Lagerspiele addieren oder aufheben, deshalb kommt der Kontrolle im Betrieb eine große Bedeutung zu. Da sich die Lagerspiele bei Wälzlager kaum verändern, haben sie u.a. deswegen schnell Eingang gefunden, doch blieben einzelne Bahnverwaltungen bis zuletzt dabei, auch neue Typen mit Gleitlagern auszurüsten, wobei sicher auch der hohe Beschaffungspreis von Wälzlager eine Rolle gespielt hat. In Europa war man, was Wälzlager im Triebwerk betrifft, hinter Amerika zurück, die DB aber hatte z.B. ihre meisten Neubaulokomotiven schon damit ausgerüstet.

Zu d): Die oft sehr schweren Güterzüge hatten nicht selten Schwierigkeiten auf starken Steigungen und auch beim Anfahren. Dies war auch bei Lokomotiven der Fall, die an sich ausreichende Leistungen aufwiesen. Deshalb wäre es sehr unwirtschaftlich gewesen, die ganze Lokomotive für die Spitzen der Anfahrzugkraft auszulegen. Der verhältnismäßig preiswerte Ausweg war, eine oder zwei Laufachsen mit einem Hilfsantrieb auszurüsten. Genügend Dampfleistung war vorhanden, da die Hauptmaschine während niedriger Geschwindigkeiten relativ wenig Dampf verbraucht. Genügend Reibungsmasse ruhte ebenfalls auf den Laufachsen. Diese sog. „booster“ wurden nur während schwerer Anfahrten und starker Steigungen zugeschaltet und bei Geschwindigkeiten von höchstens 50 km/h wieder abgeschaltet. Natürlich bedeutete der Zusatzantrieb eine Erhöhung der Lokomotivmasse und eine Vergrößerung der Anzahl von Teilen mit einem Schadensrisiko. Ausgerüstet wurden damit vor allem viele schwere Güterzuglokomotiven, eine Statistik darüber war nicht zu finden. In Europa gab es keine booster.

5.2 Stand der Technik

5.2.1 Zylinder, Kolben, Kolbenstange, Kolbenringe

Europa

Die Zylinder von Zwillingslokomotiven waren links und rechts gleich, benötigten also nur ein Gußmodell. Siehe hierzu Abb. 5-5. Werkstoff war i.a. Gußstahl (GS 38) mit Laufbuchsen aus Grauguß (GG 22). Gelegentlich, besonders bei Reparaturen, wurden Zylinder auch aus Einzelteilen (etwa St 35) zusammengeschweißt. Bei kleineren Stückzahlen ist dies eine logische und aussichtsreiche Entwicklung gewesen. Die Zylinder wurden allseitig gut mit Asbest oder Mineralwolle isoliert, da die Abkühlung durch den Fahrtwind sonst einen nennenswerten Wärmeverlust verursacht.

Bei den Kolben hatte sich noch keine einheitliche Bauart herausgebildet. BR verwendete Hohlkolben und fertigte sie aus Gußeisen. Auf dem Kontinent hatten sie dagegen meist im Längsschnitt eine Z-Form und bestanden aus Gußstahl (GS 52), gelegentlich wurden sie in gleicher Form auch im Gesenk geschmiedet. Der Kolben wurde meist auf einen Kegelsitz auf der Kolbenstange aufgepreßt und durch eine vernietete Mutter gesichert. BR hatte dort Doppelmutter, die Ausführung geht aus der Beschreibung bei Cox (1966) aber nicht deutlich hervor. Die Kolbenstangen bestanden aus höherfestem Stahl vom Typ St 60. Auf dem Kontinent wurde die Kolbenstange nach vorn verlängert und im vorderen Zylinderdeckel durch ein Traglager so unterstützt, daß der Kolben die Laufbuchse nicht berührte, siehe Abb. 5-6. Dadurch blieb der Verschleiß der Laufbuchse, die nur von den Kolbenringen berührt wurde, sehr gering. Bei BR blieb man bei der anglo-amerikanischen Tradition und verlängerte die Kolbenstange überhaupt nicht, so daß der Kolben von der Laufbuchse des Zylinders getragen wurde. Diese Ausführung ist natürlich billiger und leichter und erspart die Wärmeverluste durch die Abkühlung der Kolbenstangenverlängerung, vor allem aber führt sie zu kleineren hin- und hergehenden Massen, worauf man jedenfalls in England immer großen Wert legte, um auch bei verhältnismäßig kleinen Treibrädern schnell fahren zu können. Diese beiden „Schulen“ haben eigentlich nie versucht, gründlich zu klären, welche Konstruktion auf die Dauer die bessere sei, bewährt haben sich beide. Über die Verbindung der Kolbenstange mit dem Kreuzkopf siehe dort. Die Kolbenringe waren aus zähem Gußeisen.

Amerika

Bei den Zylindern gilt das für Europa gesagte so wie dort. Bei den gegossenen Zylindern wurde i.a. ein großes Gussstück verwendet, das oft in der Mittelebene der Lokomotive geteilt war und an dem die Rahmenwangen angeschweißt oder durch das sie durchgesteckt wurden, siehe Abb. 5-7. Bei gegossenen Rahmen – „locomotive beds“ – wurden die Zylinder in der Regel in das Gussstück einbezogen, sie werden in Abschn. 6 behandelt. In den meisten Fällen wurde der hintere Zylinderdeckel auch gleich mit eingeformt, war also nicht abnehmbar, s. obige Abb.. Die Kolben entsprachen der europäischen Ausführung, Hohlkolben gab es aber kaum. Die grundsätzliche Ausführung von Kolben und Kolbenstange ist Abb.5-8 zu entnehmen. Manche Bahnen hatten ihre eigenen Musterzeichnungen. Die PRR z.B. verwendete hohle Kolbenstangen, bei denen der Bohrungsdurchmesser etwa gleich dem halben Stangen-Außendurchmesser war. Im Bereich des Kolbensitzes und der Kreuzkopfkupplung war der Bohrungsdurchmesser kleiner. Dazu musste die Stange natürlich vor der Endbearbeitung auf etwa halber Länge geteilt, gebohrt und dann wieder verschweißt werden. Diese aufwendige Bauweise diente der Verkleinerung der hin- und hergehenden Massen, für die Stange allein ergibt sich eine Massen-Verringerung um knapp 25 % des ungebohrten Zustandes. Die in Europa übliche Kolbenstangenverlängerung gab es in Amerika nicht, siehe dazu den vorhergehenden Absatz. Für die Kolbenstangenstopfbuchse wurden wie in Europa metallische Dichtungen mit einem oder zwei Dichtungen verwendet, für die erstere Ausführung siehe Abb. 5-9 .

5.2.2 Kreuzkopf, Kreuzkopfbolzen, Kreuzkopfbolzenlager, Kolbenstangenanschluß

Europa

Im Grundaufbau kamen Kreuzköpfe mit einer, zwei und drei Schienen vor, Abb. 5-10. Auf dem Kontinent hatte sich der einschienige Kreuzkopf durchgesetzt, siehe Abb. 5-11. Bei ihm ist die Lastverteilung auf die Gleitbahn eindeutig, deren Befestigung ist verhältnismäßig einfach und da es nur eine gibt, ist die Konstruktion als ganze leicht. Der Kreuzkopf selbst ist aber nicht leicht, da die

Kräfte nur auf einem Umweg auf die Oberseite der Gleitbahn geführt werden können. Da die Führung unsymmetrisch zur Kolbenstange erfolgt, wirkt die Reibung auf ein „Nicken“ des Kreuzkopfes hin, dadurch wird die Kolbenstange zusätzlich auf Biegung beansprucht. Bei BR wurde der dreischienige Kreuzkopf dort bevorzugt, wo er räumlich möglich war. Er ist relativ leicht, verringert also die hin- und hergehenden Massen in wünschenswerter Weise. Jedoch ist eine gleichmäßige Lastverteilung auf die beiden unteren Gleitbahnen wohl kaum zu erreichen und die Befestigung der Bahnen ist schwierig. Auch hier wird die Kolbenstange auf Biegung beansprucht. Wo man in der Breite sehr beschränkt war (die britischen Lichtraumprofile !), verwendete man bei BR auch den althergebrachten zweischienigen Kreuzkopf. Bei diesem entfällt die Biegung der Kolbenstange - wenn die Gleitbahnen sehr gut ausgerichtet und die Lager eng gepaßt sind -, die Befestigung der unteren Gleitbahn ist aber schwer. Die Kreuzköpfe wurden i.a. aus Stahl gegossen (GS 38), die Lagerflächen bestanden aus Rotguß, einer Kupfer-Zinn-Legierung. Grundsätzlich widersprechen die üblichen langen Kreuzkopfgleitstücke den Forderungen, die die hydrodynamische Schmierfilmtheorie an Gleitlager stellt. Es sind aber keine Versuche bekannt geworden, sie in einzelne, kurze Stücke aufzulösen. Die in den USA bei den dortigen sehr hohen Kräften auf die Gleitbahnen viel verwendeten, teuren Mehrfach-Gleitbahnen (s.u.) wurden in Europa nicht als nötig angesehen. Die Gleitbahnen bestanden aus oberflächengehärteten Vergütungsstählen, etwa C 45. Der Kolbenstangenanschluß geschah durch Ineinander-Stecken und durch einen Querkeil aus St 60. Dies ist eine an sich einfache, aber mit manchen Mängeln behaftete Bauweise (u.a. Unsicherheit über die tatsächliche Vorspannung der Verbindung; Kerbeinflüsse), man glaubte aber, sie bei dem beengten Einbauraum nicht durch andere Ausführungen ersetzen zu können, obwohl es an Versuchen nicht gefehlt hat. Treibstange und Kreuzkopf werden durch den Kreuzkopfbolzen (aus Stahl C 45) verbunden. Zu seiner Aufnahme besaß der Kreuzkopf zwei kegelige Bohrungen in den Wangen, in diese wurde der Bolzen mit seinem kegeligen Kopf einseitig und einem gespaltenen, kegeligen Druckring anderseitig spielfrei eingesetzt, siehe Abb. 5-11, die die deutsche Ausführung zeigt.

Ein außen am Kreuzkopf befestigtes Schmiergefäß führt dem Kreuzkopfbolzenlager durch eine Bohrung Schmieröl zu. Dieses Lager war ein Buchsenlager, das bei minimalen Schwenkbewegungen hoch belastet und dessen Schmierung immer problematisch war. Deshalb lag es nahe, an dieser Stelle Wälzlager einzubauen, was in Amerika fast zur Standardausführung wurde. In Europa wurde das nach Versuchen wieder aufgegeben, auch bei den sonst ganz mit Wälzlagern ausgerüsteten Maschinen der DB. Wie meist, wenn eine Hoffnung sich nicht erfüllte, ist über die Gründe dafür nicht berichtet worden, siehe aber nächsten Abschnitt unten.

Amerika

Es gab praktisch nur ein- und zweischienige Ausführungen, wie für Europa schon beschrieben. Der einschienige Kreuzkopf, der ja in Europa fast Standardbauweise geworden war, wurde – dies im Gegensatz zu Europa – oft mit Mehrfach-Gleitflächen („multiple bearing“) ausgerüstet, wie sie Abb. 5-12 zeigt. Dies ist maschinenbaulich eine gewagte Konstruktion, da es nur schwer möglich ist, dabei ein ausreichend gleiches Tragen der Flächen zu erreichen und zu erhalten, noch dazu, wo eine Nachstellmöglichkeit fehlt. Jedoch hat sie sich bewährt. Dazu wurde von uns eine Vergleichsrechnung für die aus der z-Komponente der Kolbenkraft entstehenden Flächendrücke zwischen einer amerikanischen 2'D2'h2-Lok und der deutschen BR 23 durchgeführt, deren wichtigste Ergebnisse in Abb. u. Tab. 5-12a wiedergegeben sind. Die Flächendrücke (unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Drücke und Abmessungen), Zeilen 3 und 4, sind also praktisch gleich, d.h. man hätte vermutlich auch in Amerika einschienige Kreuzköpfe mit Einfach-Gleitflächen verwenden und dabei sehr viel Geld sparen können, jedenfalls überrascht die Bewährung dieser Konstruktion nicht mehr. Für sie spricht u.E. nur noch, daß sie natürlich eine große Reserve-Gleitfläche hatten, aber über eine Unzuverlässigkeit der Einflächen-Bauweise ist in Europa nicht geklagt worden.

Die Gleitbahnen der Mehrfach-Gleitflächen-Kreuzköpfe mussten aus Fertigungsgründen in der x-z-Ebene geteilt werden, was eine erhebliche Komplizierung darstellt.

Das Kreuzkopfbolzenlager wurde überwiegend als Wälzlager mit zwei gegeneinander angestellten, und dadurch spielfrei gemachten, Kegelrollenlagern ausgeführt, siehe die Abb.5-12 . Indem man den Lagerbolzen als Innenring ausführte und auf einen Käfig verzichtete, gewann man soviel Platz für

viele Rollen, dass diese Lager betriebssicher wurden. So viel Mut hatte man in Deutschland offenbar nicht (was sich natürlich im Nachhinein leicht sagen lässt).

Der Anschluß der Kolbenstange an den Kreuzkopf geschah in vielen Fällen wie in Europa durch einen Querkeil, siehe Abb.5-11. In Amerika führte sich daneben eine Art Hülsenkupplung ein – wenn auch nicht durchweg – wie sie in Abb. 5-12 zu sehen ist. Sie bedingt allerdings eine Teilung des Kreuzkopfkörpers in der vertikalen Mittel-Längs-Ebene und das Trennen von Kreuzkopf und Kolbenstange ist wesentlich umständlicher. Davon abgesehen, dürfte diese Kupplung aber der Keilverbindung technisch überlegen sein.

5.2.3 Innere Steuerung Europa

Für die innere Steuerung wurden seit dem ersten Weltkrieg fast nur Kolbenschieber verwendet, da sie wegen ihrer rotationssymmetrischen Gestaltung die hohen Heißdampftemperaturen vertragen, ohne sich dabei zu verziehen und undicht zu werden.. Werkstoff war Gußeisen GG 22. I.a. führte man „innere Einströmung“ aus, d.h. der Zudampf wurde zwischen den beiden Schieberkörpern (die bei BR je 6, bei DB und DR je 4 Kolbenringe trugen) zugeführt und strömte dann zwischen ihnen zu den Dampfkanälen der beiden Zylinderseiten. Die Abb. 5-13 - bei der der Kolbenschieber stark vereinfacht skizziert ist - zeigt, daß hierbei die Schieberstangenstopfbüchsen nur durch den geringen Abdampfdruck beaufschlagt werden, was natürlich günstig ist. Ferner muß die Zudampfleitung nicht auf Vorder- und Hinterseite des Zylinders aufgeteilt werden, dadurch vermindert man Wärmeverluste.

Eine Eigenart der Dampfmaschinensteuerungen – bezüglich deren Wirkungsweise verweisen wir auf das Schrifttum, besonders Niedersträßer (1957) – ist, daß die kennzeichnenden Abmessungen von der Größe der Maschine weitgehend unabhängig sind (abgesehen von dem Schieberdurchmesser, bei dem man aber auch mit ganz wenigen, genormten Abmessungen auskam), wichtiger sind ihre gegenseitigen Verhältnisse. Deshalb lohnt sich ihre Zusammenstellung nach Abb.Tab. 5-14. Witte (1953) weist darauf hin, daß sich diese Maße bei den DB-Neubaulokomotiven nicht gegenüber denen der DRG-Einheitslokomotiven geändert hätten. Eine Bewertung dieser Zahlen können nur ganz darauf spezialisierte Fachleute vornehmen, die es heute kaum noch geben dürfte. Die Unterschiede sind ja nicht allzu groß und man hat von keiner der Verwaltungen gehört, daß sich mit diesen Abmessungen nennenswerte Beanstandungen ergeben hätten. Auffällig ist aber, daß man in Großbritannien, wo ein großer Schieberhub manchmal als *die* Grundvoraussetzung für eine erfolgreiche Lokomotivsteuerung angesehen wurde Nock (1966), bei kleineren Lokomotiven nicht so viel Wert darauf legte. Wahrscheinlich lagen alle diese Steuerungen im Bereich des erzielbaren Optimums, das sicher nicht sehr scharf ausgeprägt ist.

Bei Leerlauf der Lokomotive wirken die Zylinder als Luftverdichter und können sich dabei so weit erhitzen, daß das Schmieröl verkohlt. Auch können Ascheteile aus der Rauchkammer in den Zylinder gesaugt werden. Um dies zu verhindern, gab es mehrere Arten von sog. Druckausgleichsschiebern. Ihre Wirkung beruhte, vereinfacht ausgedrückt, darauf, daß die steuernden Kolbenkörper sich bei stark abfallendem Zudampfdruck so weit zur Mitte verlagerten, daß die Dampfkanäle zum Zylinder bei jeder Kolbenstellung mit der Abdampfleitung verbunden waren. Somit konnte das Dampf-Luftgemisch im Zylinder ohne nennenswerte Drucksteigerung zwischen den beiden Zylinderseiten hin- und hergeschoben werden. Die Ausführung bei BR ist uns nicht bekannt. Die DB verwendete die Bauart Müller (Abb. 5-15). Sie zeichnete sich durch einfachen Aufbau aus, war aber allein nicht wirkungsvoll genug, deshalb mußten zusätzlich noch Luftsaugeventile angeordnet werden, so daß die jeweils saugende Zylinderseite nicht nur Luft aus der anderen Zylinderseite, sondern auch aus der freien Atmosphäre bekam. Damit war zwar eine wünschenswerte Kühlung verbunden, jedoch war die Anordnung recht vielteilig. Dies vermieden die ursprünglich russischen Druckausgleichsschieber der Bauart Trofimoff, siehe Abb. 5-16, die vor allem im Ostblock und z.T. bei der DR verwendet wurden.

Ventilsteuerungen wurden bei einigen Lokomotiven der BR erprobt, und zwar nach der Bauweise Caprotti. Siehe dazu „Äußere Steuerung“. Zu endgültigen Ergebnissen kam es nicht.

Amerika - Innere Steuerung - Stand der Technik

Für die innere Steuerung wurden Kolbenschieber oder Ventile verwendet, Abb.5-17 zeigt eine vergleichende Darstellung. Diese ist nur schematisch, es sei aber auf folgendes hingewiesen, was man auch dort erkennt : Ein Nachteil der Kolbenschieber ist, dass Zu- und Abdampf im engeren Bereich des Zylinders weitgehend durch die gleichen Kanäle und Steuerorgane geführt werden. Dies bewirkt eine sehr unerwünschte Abkühlung des Zudampfes schon vor Eintritt in den Zylinder. Bei der Ventilsteuerung liegen die Verhältnisse zwar besser insofern, als jedenfalls verschiedene Ventile für Zu- und Abdampf vorhanden sind. Vom Ventil bis in den Zylinder bleibt es aber bei nur einem Kanal, wohl aus Platzgründen. In den Abb. 5-18 bzw. 5-19 sind die konstruktiven Ausführungen von Kolbenschiebern bzw. Ventilen beispielhaft gezeigt. Ein Vorteil der Ventile ist ihre im Vergleich zu Kolbenschiebern wesentlich geringere Masse, die schnellere Bewegungen bei einer leichteren äußeren Steuerung ermöglicht. Die Ventilsteuerungen der Bauweise Franklin wurden öfter verwendet, sie hatten den Erprobungszustand schon verlassen, wenn auch eine wirklich langjährige Bewährung noch ausstand.

5.2.4 Äußere Steuerung

Europa - Äußere Steuerung - Stand der Technik

Für die äußere Steuerung, also das Gestänge zwischen den Antriebsrädern und den Schiebern, hat es seit Beginn des Baues von Dampfmaschinen außerordentlich viele Lösungen gegeben, die alle ihre besonderen Vor- und Nachteile hatten, wenn sie auch manchmal wohl hauptsächlich entwickelt wurden, um bestehende Patente zu umgehen. Eine kleine Auswahl wird z.B. in Meineke (1949) besprochen. Im zweiten Weltkrieg ist in Großbritannien zwar noch eine sehr erfolgreiche Serie von Güterzuglokomotiven mit Stephenson-Steuerung gebaut worden (Bulleids Q1 von 1942), danach gab es aber überall nur noch die Heusinger-Steuerung, die im Ausland nach dem gleichzeitigen Erfinder Walschaert-Steuerung genannt wird. Übersicht mit Bezeichnung der Einzelteile siehe Abb. 5-20. Ihre Vorteile sind die maschinenbauliche, relative Einfachheit (insbesondere das Fehlen von Excenterscheiben) und die Tatsache, daß sie einen reichlichen Schieberhub mit guten Öffnungsquerschnitten ermöglicht. Die Größe der Füllung des Zylinders ändert sich bei der Heusinger-Steuerung mit dem Maß, um das der Schwingenstein aus seiner Mittellage verschoben wird. Diese Verschiebung wird durch eine vertikale Bewegung des Endes der Schieberschubstange bewirkt, die ihrerseits durch Betätigen der Steuerstange und Vermittlung durch den Aufwerfhebel und das Hängeeisen erfolgt. Werden die letzteren Teile fest gehalten, so muß sich der Schwingenstein bei Bewegung der Schwinge um ein wenn auch geringes Maß auf und ab bewegen. Dieses sog. „Steinspringen“ verursacht Verschleiß und ist deshalb unerwünscht. Es tritt besonders bei Rückwärtsfahrt der Lokomotive auf. Ein Mittel zu seiner Verkleinerung ist die „Kuhn'sche Schleife“, sie wurde deshalb schon länger fast immer für Tenderlokomotiven - die ja viel rückwärts fahren sollen - vorgesehen, von BR, DB und DR aber auch für die kleineren Schlepptender-Maschinen, um diese besser ohne häufiges Wenden einsetzen zu können.

Während es früher bei Dreizylinder-Maschinen recht komplizierte Gestänge gab, die die Bewegungen der äußeren Steuerung des Innenzylinders von den äußeren Steuerungen der Außenzylinder abnahmen, wurde zuletzt für den Innenzylinder eine ganz unabhängige Heusinger-Steuerung vorgesehen. Um für diese keine Excenterscheibe zu benötigen, die schwer ist und zum Heißlaufen neigt, hat man entweder einer Kuppelachse eine Kröpfung gegeben (teuer) oder aber die Mittelschwinge über eine Zwischenwelle von einer Gegenkurbel antreiben lassen, die einseitig außen auf einer Kuppelachse saß. Man vermied dadurch Ungenauigkeiten in der Dampfverteilung für den mittleren Zylinder, die vom Verschleiß und Spiel in den sonst erforderlichen Übertragungsmechanismen herrühren und störend in Erscheinung getreten waren. In jedem Fall ist aber die äußere Steuerung von Innenzylindern eine aufwendige und die Wartung der Lokomotive recht erschwerende Einrichtung und ein weiterer Grund, nach Möglichkeit keine Drei- und Vierzylindermaschinen zu bauen.

Der Ventilantrieb der Caprotti-Steuerung erfolgte über eine rotierende Welle, deren Bewegung von einer Gegenkurbel des Treibzapfens abgenommen wurde.

Amerika - Äußere Steuerung, valve pilot, Kraftumsteuerung - Stand der Technik

Die praktisch in der ganzen Welt mit Abstand vorherrschende äußere Steuerung nach Heusinger-Walschaert gab es auch in Amerika sehr viel, siehe Abb.5-20. Daneben setzte sich die Baker-Steuerung, die in Deutschland kaum bekannt geworden ist, in größerem Umfang durch (sie soll auf 14 000 Lokomotiven eingebaut gewesen sein, was etwa der Hälfte der in Betrieb befindlichen Maschinen entspricht). Sie wurde schon 1903 patentiert, führte sich aber erst seit etwa 1930 ein und ist aus der Heusinger-Steuerung abgeleitet. Deren Schwinge, die in der Herstellung und Erhaltung aufwendig ist, ist dabei durch ein kompliziertes Hebelwerk ersetzt. Bei diesem kommen aber nur Bolzenlager (meist Nadellager) vor, die bei Verschleiß einfach ausgetauscht werden. Die Baker-Steuerung soll aber in ihrer Wirkung „härter“ sein als die Heusinger-Steuerung. Giesl-Gieslingen (1986) schreibt darüber: „Bezüglich Gleichmäßigkeit und Kanaleröffnungen ist sie zumindest in der letzten Standardausführung für die New York Central einer guten Heusingersteuerung stark unterlegen, was den baulich bedingten unsymmetrischen Winkelausschlägen der Lenker zuzuschreiben ist“. Ihre Funktion ist eigentlich nur durch ein Modell darzustellen. Eine eingehendere Darstellung findet sich im Anhang Abschn. 11.2.

Die Franklin-Ventile wurden durch eine rotierende Welle über ein besonderes Getriebe angetrieben, wobei die Drehbewegung von einer Gegenkurbel des Treibzapfens abgenommen wurde, dies war im Grundsatz die gleiche Anordnung wie bei Caprotti in England.

Als eine auf Amerika beschränkte Besonderheit sei an dieser Stelle der „valve pilot“ genannt. Es handelte sich dabei um ein Anzeigegerät mit zwei koaxialen Zeigern. Der eine davon zeigte die jeweilige Geschwindigkeit der Lokomotive an, der andere die jeweilige Füllung, hierzu Abb. 5-21. Die Übersetzung des Füllungszeigers war nun so gestaltet, dass die beiden Zeiger bei optimaler Füllung übereinander standen. Die Anzeigen wurden laufend aufgezeichnet, siehe Abb. 5-22, wobei auch Signalstellungen und Indusisignale registriert wurden. Diese Schriebe wurden im Betriebswerk ausgewertet und hatten so auch eine erzieherische Wirkung bezüglich der Fahrweise des Lokführers.

Kritisch ist zu dem Gerät zu sagen, dass es natürlich auch Lagen gibt, in denen die Zuordnung von Geschwindigkeit und optimaler Füllung nicht generell festgestellt werden kann, z.B. beim Fahren auf Steigungen, wobei es also sehr auf den Sachverstand des Lokführers und des Auswertenden ankommt. In Europa vertraute man da mehr auf das Mitdenken des Lokpersonals und es gab keine Einrichtungen wie den valve pilot.

Bei allen Verstellungen der Steuerung, müssen die inneren Steuerungsteile bewegt werden, beim Fahrtrichtungswechsel muß dies sogar bei stehender Maschine geschehen. Dazu wird bei großen Lokomotiven (bei Mallets z.B. bei vier Steuerungen) eine erhebliche Kraft benötigt. Deshalb wurden in Amerika verschiedene Arten von Kraftumsteuerungen (power reverse) verwendet, die z.B. mit Druckluft arbeiteten. Unbeabsichtigtes Verstellen wurde durch selbstsperrende Getriebe verhindert.

5.2.5 Treibstange, Treibzapfenlager, Kuppelstangen, Kuppelstangenlager

Europa - Treibstange, Treibzapfenlager, Kuppelstangen, Kuppelstangenlager - Stand der Technik

Die Treibstange hatte den üblichen Doppel-T-Querschnitt, der der vorliegenden Beanspruchung (Druck und Zug in Längsrichtung, Biegung in der vertikalen Ebene) am besten angepaßt ist, und war aus Stählen vom Typ St 50 bis St 80 gefertigt.

Das Treibzapfenlager (wegen seines großen Durchmessers wird das zugehörige Ende der Treibstange von den Angelsachsen oft „big end“ genannt) war ein Gleit- oder ein Wälzlager. Als Gleitlager wurden meist Buchsenlager eingebaut, bei denen nach Erreichen der Verschleißgrenze nur die Buchse ausgetauscht wird. Die in Amerika viel verwendeten Gleitlager mit „schwimmenden Buchsen“ (s.u.) haben sich in Europa nicht einführen können. Die DB baute mit Erfolg Wälzlager ein. Dies waren Pendel-Rollenlager (siehe als Beispiel Abb. 5-23), um Zwängungen beim „Wanken“ der Lokomotive, d.h. bei Drehungen um ihre Längsachse (x-Achse, siehe Abb. 5-24) zu vermeiden. Der stramme Einbau erfolgt mit kegeligen sog. „Abziehhülsen“, wie bei den meisten anderen Wälzlagern auch.

Auch die Kuppelstangen hatten Doppel-T-Querschnitt. Die Kuppelstangenlager waren meist Gleitlager, und zwar Buchsenlager. Diese Konstruktion ist ohne weiteres auf Wälzlager zu übertragen.

Wurden diese verwendet, was bei der DB nach und nach eingeführt wurde, so war das Treibzapfenlager ein Zylinderrollenlager (s. Abb. 5-23), um den Kuppelstangenstrang bezügl. seiner x-Achse festzustellen. Die Lager an den Kuppelrädern waren Pendelrollenlager. Dadurch waren die Radsätze frei, sich um die x-Achse der Lokomotive so zu drehen, wie es die Gleislage erforderte. Falls die Lokomotive querverschiebbliche Kuppelradsätze hatte (vgl. Abschn. 7), war die Konstruktion der Kuppelstangen darauf abzustellen: Bei Gleitlagern wurden die Kuppelzapfen so weit verlängert, daß die Lager darauf um den erforderlichen Betrag seitlich wandern konnten, siehe Abb. 5-25. Dies war die Gölsdorfsche Bauart. Bei Wälzlagern ist sie nicht möglich, da deren Innenring fest auf dem Zapfen sitzen muß. Eine Möglichkeit war aber die Verwendung von Zylinderrollenlagern mit entsprechend verbreiterten Innenringen. Manchmal wurden in diesem Fall auch in den Kuppelstangen Gelenke vorgesehen, die ein Schwenken um die z-Achse ermöglichten. Damit wurde man zur Wiederaufnahme eines nicht sehr angenehmen Maschinenelementes gezwungen, das man durch Gölsdorfs Erfindung schon einmal überwunden hatte, s.u. zu Abb. 5-28.

Die Kuppelstangen wurden aus entsprechendem Material wie die Treibstangen gefertigt, die in den Antriebsrädern eingesetzten Treib- und Kuppelzapfen aus Edelstählen Ck 45, mit gehärteter, manchmal auch prägepolierter Oberfläche.

Amerika - Treibstange, Treibzapfenlager, Kuppelstangen, Kuppelstangenlager - Stand der Technik

Treib- und Kuppelstangen übertragen die Kolbenkraft über den Kreuzkopf (s. o.) auf die Antriebsräder. Besonders die hohe Belastung der Treibzapfen durch die großen Kolbenkräfte der Zweizylindermaschinen haben in Amerika zu der Lösung der „Tandem-Triebwerke“ geführt, die bei den großen Maschinen zuletzt verbreitet waren. Der Grundgedanke des Tandem-Triebwerks ist, dass man die Kuppelstangen, die hinter der Treibachse liegen, in Verlängerung der Schubstange anordnet, siehe Abb. 5-26 (Formen I u. II), und nicht, wie in Europa, alle Kuppelstangen in einer Flucht zwischen Schubstange und Rädern (Form III). Dadurch erfolgt die Kraftübertragung von der Schub- zur Kuppelstange an dieser Stelle auf dem kürzesten Wege und der Treibzapfen wird dort praktisch kaum noch durch ein Biegemoment sondern nur durch Schubkräfte beansprucht. Siehe hierzu die Biegemomentverläufe in Abb. 5-27. Die vordere der genannten Kuppelstangen muß nun aber einen Gabelkopf bekommen (Form I), oder sie wird überhaupt in zwei parallele Stangen aufgelöst (Form II). Beides führt zu einem größeren Abstand der betr. Kuppelstangen von den Rädern, d.h. längeren und schwereren Treib- und Kuppelzapfen. Hierzu vergleiche man in Abb. 5-26 die Formen I / II mit der Form III, und die Momentenverläufe und Vergleichsmassen in Abb. 5-27. Ein Gesamturteil über diese Triebwerks-Formen lässt sich hieraus noch nicht ableiten, sondern erst durch Vergleich von mehreren detailliert durchkonstruierten und -kalkulierten Gesamtentwürfen. Tatsächlich wurden alle drei Formen in Amerika noch bis zum Ende des Dampflokbauens bei Neubauten verwendet. In Europa blieb man wegen der absolut kleineren Lagerkräfte bei der Form III, was, da man damit die Kräfte beherrschen konnte, natürlich die einfachste und beste Lösung war.

Abb. 5-28 zeigt Gleitlagerungen bei einer der modernsten Maschinen (Reihe Q-2 der PRR, hinteres Triebwerk). Auffällig ist das alle drei Achsen des Triebwerks – auch die Treibachse – seitlich verschieblich sind. Bei allen Kuppelstangenlagern ist die Lauffläche kugelig ausgeführt, eine Schiefstellung der Stangen ist dort also möglich. Ob auch bei diesen Lagern noch „schwimmende Buchsen“ vorliegen, ist nicht sicher zu erkennen. Wirklich zylindrische Gleitlager wurden jedenfalls meist als Buchsenlager mit „schwimmenden Buchsen“ ausgeführt. Bei diesen ist zwischen dem Zapfen und der eigentlichen, feststehenden Lagerbuchse noch eine Buchse eingefügt, die frei drehbar ist. Dadurch werden zwei Reibungsflächen geschaffen, was sich aber nicht in einer Vergrößerung des Reibungsmomentes auswirkt sondern in einer Verkleinerung. Nachstellbare Lager wurden im Triebwerk gar nicht mehr verwendet, bei stärkerem Verschleiß wurden die verschlissenen Buchsen erneuert.

In Abb. 5-29 ist eine Treibzapfenlagerung entsprechend Form I oder II mit Wälzlagern dargestellt. Am auffälligsten ist dabei, dass für die Lagerung der vier anschließenden Stangen nur drei Lager vorhanden sind und dass diese einen gemeinsamen Außenring besitzen. Die Rollen des inneren und des mittleren Lagers laufen unmittelbar auf dem Treibzapfen (der also aus entsprechendem Material gefertigt ist!), während das äußere Lager, schon aus Gründen der Montage, einen eigenen Innenring hat. Das äußere und das innere Lager sind gegeneinander angestellte Kegelrollenlager, die eine Verschie-

bung in Richtung des Treibzapfens verhindern Auf dem Außenring saß eine dünne Buchse („cup sleeve“), die offenbar durch einen Öl-Preßverband gehalten wurde. Die vier Stangen saßen mit Gleitlagern auf der Buchse, was von Bruce (1952), S.215, so bestätigt wird. Diese Anordnung scheint zunächst widersinnig zu sein, man muß aber bedenken, dass sich Außenring und dünne Buchse nicht – oder doch nur um wenige Grad – gegeneinander drehen. Wahrscheinlich werden sie nur die Schwenkbewegungen der Schubstange (d.h. $\approx \pm 7^\circ$) mitmachen. Über die Art und Weise der Schmierung dieser vier Gleitlager – die natürlich nötig war – erfährt man nichts. Für den Betrachter in Europa ist bei der ganzen Konstruktion befremdlich, dass gegenseitige Verdrehungen um die x-Achse für die Lager an den beiden Enden der Schubstange theoretisch unmöglich sind, bzw. hohe Kantenpressungen in den beteiligten Lagern auslösen (siehe auch die Besprechung der entsprechend Teile in Europa). In Europa wurde großer Wert darauf gelegt, diese Verdrehungen möglich zu machen. Dazu war dann das Treibzapfenlager der Schubstange als Pendelrollenlager ausgebildet. In Amerika hat man diesen Sachverhalt offenbar für nicht so schwerwiegend angesehen und die Lagerungen nach Abb. 5-29 sollen sich im schweren Schnellverkehr auch gut bewährt haben. Man vergleiche die Abb. 5-23 und 5-29, die ja die gleichen Lagerungen zeigen. Es ist zu sehen, welcher zusätzliche Aufwand bei einer Vergrößerung der Kolbenkraft um etwa 70 % (wie sie hier vorliegt) getrieben werden musste.

Die übrigen Lager der Kuppelstangen waren Gleitlager mit schwimmenden Buchsen oder Wälzlager, letztere meist Pendel-Rollenlager. Die bei der Form III nach Abb.5-26 erforderlichen Stangengelenke braucht man bei den Bauformen I und II gar nicht. Diese Gelenke erfahren ja nur minimale Drehungen, sie galten in Amerika als störanfällig, wohl, weil bei geringen Drehwinkeln die Schmierung jedes Lagers schwierig ist. In Europa, wo es Stangengelenke bei jeder Lokomotive gab, waren sie trotzdem unauffällig, es gab in der LON-Norm nicht einmal einen festen Namen dafür. Auch in Amerika hatte man nur für den Gelenkbolzen die Bezeichnung „knuckle pin“.

Die Schmierung des Triebwerks erfolgte vorwiegend über verhältnismäßig kleine Öltaschen in den Stangenköpfen. Diese hatten schmiernippelartige Anschlüsse und wurden durch besondere druckluftbetriebene, von Hand geführte Schmierapparate nachgefüllt. Dies soll für eine große Lokomotive etwa fünf Minuten gedauert haben und wurde bei Unterwegshalten vorgenommen. In Europa hatte man etwas größere Ölgefäße auf den Lagerköpfen, die i.a. nur am Reiseende nachgefüllt werden mussten.

Amerika - booster - Stand der Technik

Die booster waren schnelllaufende, zweizylindrige Dampfmaschinen, die über ein Zahnradgetriebe auf eine oder beide Achsen des Nachlaufgestells wirkten, in wenigen Fällen auf eine oder zwei Achsen des Tenders, siehe Abb. 5-30. Die Dampfmaschine hatte dabei etwa die doppelte Drehzahl der angetriebenen Achse. Der Kolbendurchmesser betrug bei dem in NN 2(1944) beschriebenen Beispiel 250 bis 273 mm. Die äußere Steuerung war sehr einfach, ohne Füllungsregelung und dafür mit „limited cut-off“ d.h. Füllungsbegrenzung. Die innere Steuerung erfolgte durch Kolbenschieber, der spezifische Dampfverbrauch war natürlich hoch. Das Zu- und Abschalten geschah durch ein schwenkbar angeordnetes, durch einen kleinen Dampfzylinder bewegtes Ritzel. Da es dabei sicher nicht ohne starke Stöße abging, war die ganze Maschine sehr schwer und robust gebaut, dies sieht man auch auf der Abb. 5-30.

In Europa hat es zwar frühzeitig Versuche mit Zusatzantrieben gegeben, eingeführt haben sie sich dort aber nirgends.

Europa und Amerika – Dampfleitungen – Stand der Technik

In den letzten Jahrzehnten setzte sich - vor allem von Frankreich (A. Chapelon) ausgehend - die Erkenntnis durch, daß der Führung des Dampfes in den Dampfleitungen große Aufmerksamkeit zu schenken sei, da hier nennenswerte Drosselverluste auftreten können. Hierbei handelt es sich hauptsächlich um die Leitungen vom Regler zum Zylinder (Dampfeinströmröhr) und um die Abdampfleitungen bis zum Blasrohr Dampfausströmröhr), siehe Abb. 5-31 . Das bedeutete : Man versuchte den Leitungen möglichst große Querschnitte zu geben und Querschnitt- und Richtungsänderungen strömungsgünstig zu gestalten. Die wegen des höchst beengten Raumes in der Rauchkammer oft sehr verwickelt geführten Leitungen wurden gegossen. Ebenso wurde auf die gute Führung der Dampfwe-

ge in den Zylindergußstücken und ihre reichliche Bemessung geachtet. Für die strömungsgünstige Gestaltung verwendete man in England und Amerika den schwierig zu übersetzenden Begriff „wire drawing“. Darunter ist etwa eine Gestalt der Rohrachse zu verstehen, wie sie sich ergibt, wenn man sich an ihrer Stelle einen harten Stahldraht denkt. Mathematisch heißt das, dass die 2. und 3. Ableitung der Rohrachse nach x stetig verlaufen, der Schiffbauer spricht von „strakenden Kurven“, alles räumlich verstanden.

Ein Sonderfall sind die beweglichen Rohrleitungen der Gelenklokomotiven. Bei den echten Mallets, d.h. den Verbundmaschinen, führte ein Paar von ihnen den Abdampf der Hd-Zylinder zu den Nd-Zylindern, ein zweites Paar leitete den Abdampf der letzteren zum Schornstein. Dabei handelte es sich immer um relativ geringe Drücke, gegen die die Kugelgelenke abzudichten waren. Bei den unechten Mallets der letzten Jahrzehnte stand ein Rohrpaar dagegen unter dem vollen Kesseldruck, es verband den Kessel mit den vorderen Zylindern, seine Gelenke stellten hohe Anforderungen. Da die Gelenke nur wenige Grad Ausschlag (räumlich !) zuließen, mussten die Rohre ggfs eine komplizierte, z-förmige Leitungsführung erhalten, eine Längenänderung um mehrere mm war in allen Fällen zu ermöglichen.

Europa - Material - Stand der Technik

Die im Text gebrachten Materialangaben stammen i.a. aus Autorenkollektiv (1965) und Cox (1966).

Amerika - Material - Stand der Technik

Materialangaben sind eher noch spärlicher als in Europa. Jedoch finden sich in LC (1941) in einer Anzeige der Firma Climax Molybdenum Co, New York, einige Angaben über Werkstoffe für die in diesem Abschnitt besprochenen Schmiedestücke. Abb. Tab. 5-32 ist ein Auszug daraus :

Abb. Tab. 5-32 Material für Schmiedestücke (Beispiele)

Auszug aus LC (1941)

1	2	3	4	5	6
2	Stahl :	A	B	C	D
3	C [%]	0,28 – 0,34	0,35 – 0,45	0,28 max	0,45 max
4	Mn [%]		0,60 – 0,90	0,50 – 0,80	0,60 – 0,90
5	Si [%]	0,15 – 0,25	0,15 – 0,30	0,15 – 0,30	0,15 – 0,35
6	S _{max} [%]	0,04	0,05	0,04	0,05
7	P _{max} [%]	0,04	0,04	0,04	0,045
8	Cr [%]	0,65 – 0,85	0,80 – 1,10	–	–
9	Ni [%]	1,25 – 1,75	–	2,25 – 2,75	–
10	Mo [%]	–	0,15 – 0,35	0,15 – 0,35	0,40 – 0,60
11	V _{min} [%]	0,15	–	0,15	0,15 – 0,30
12	σ_B [N / mm ²]	863	725	821	552
13	σ_S [N / mm ²]	690	552	679	380
14	δ_B [%]	18	20	22	25

“A” für abgeschreckte u. vergütete Schmiedeteile, nach Vorschrift der AT & SF RR

“B” “ “ “ “ “ , “ “ S.A.E. 4140

“C” “ normalisierte “ “ “ , Durchschn.werte für Treib- u. Kuppelzapfen

“D” “ “ “ “ “

Die Stähle A und B waren bis dahin für Schmiedestücke üblich. Die Firma empfiehlt nunmehr dafür die Qualitäten C bzw. D zu verwenden. Diese haben zwar eine deutlich niedrigere Bruchfestigkeit σ_B und Streckgrenze σ_S , jedoch liegt die Bruchdehnung δ_B (d.h. die Dehnung, bei der der Bruch ausgelöst wird) nennenswert höher. Dadurch sind sie besser zum Abbau von Spannungsspitzen geeignet und nutzen damit die wertvollste Eigenschaft des Stahls besser aus. Im Grundsatz kann man dann mit etwas geringeren Sicherheitsfaktoren rechnen, also leichter bauen. Diese neue Tendenz bei der Werkstoffauswahl begann in der gesamten Technik etwa in der Mitte des 20. Jahrhunderts.

6 Der Rahmen

6.1 Einführung

Das eigentliche „Rückgrat“ der Lokomotive ist nicht der Rahmen, sondern der Kessel, der weit steifer als der Rahmen ist. Der Rahmen dagegen soll hauptsächlich die gegenseitige Lage der Teile der Dampfmaschine sichern. Die Kolbenkräfte und die Führungskräfte des Gleises verursachen Verformungen in der x-y-Ebene (zu dem Koordinatensystem siehe Abb. 5-24), die ihrerseits zu Verkantungen der Achs- und Triebwerkslager führen. Diese führen bei Überschreiten gewisser, enger Grenzwerte stets zu schweren Lagerschäden und vorher schon zu erheblichen Leistungsverlusten.

Bei Verformungen in der x-z-Ebene treten keine Lagerverkantungen auf, wohl aber ändern sich die Lagerabstände. Das ist aber weniger gefährlich, da die Lagerspiele einen gewissen Ausgleich bieten und auch die Kolben im Zylinder etwas Spielraum in x-Richtung haben.

Einer Verdrehung des Rahmens um die x-Achse passen sich die Achslager auf Grund ihrer Konstruktion als Pendelrollenlager i.a. ausreichend an. Vgl. dazu Abb. 7-4 für Wälzlager, bei Gleitlagern wird das Lagergehäuse einstellbar gemacht.

Hinsichtlich aller dieser Belastungen kommt es vornehmlich auf die Begrenzung der Verformungen an – zu denen auch örtliches Beulen gehört –, während Brüche und Risse am Rahmen meist auf örtliche Kerbwirkungen zurück zu führen sind. Weil das elastische Verhalten von Baustählen praktisch von ihrer Bruchfestigkeit unabhängig ist, erbringt eine hohe Bruchfestigkeit des Rahmenmaterials keine Vorteile, sie ist nur teuer.

Bis zum zweiten Weltkrieg herrschte der „Barrenrahmen“ vor, der aus Amerika stammte, siehe Abb. 6-1. Bei ihm sind die Rahmenwangen aus sehr dicken Platten (Größenordnung 100 mm) gefertigt oder auch gegossen und allseitig spangebend bearbeitet. Diese Konstruktion ist teuer und nicht leicht, jedoch konnte man dabei durch große Erleichterungslöcher eine verhältnismäßig gute Zugänglichkeit des Raumes zwischen den Wangen erreichen. Das war besonders für Maschinen mit drei oder vier Zylindern wichtig. Die Querverbindungen zwischen den Rahmenwangen, die für die Erfüllung der Aufgaben des Rahmens eine hohe Bedeutung haben, waren durch Winkel und Paßschrauben mit den Wangen verbunden. Dies war ein aufwendiges Verfahren, zudem lockerten sich die Verbindungen im Laufe der Zeit und es mußten dann – nach Nacharbeiten der Schraubenlöcher – neue, dickere Schrauben eingesetzt werden.

Die andere – frühere, und zunächst einzige - Ausführungsmöglichkeit war der „Blechrahmen“. Hier sind die Rahmenwangen aus verhältnismäßig dünnen Blechen (Größenordnung 25 mm) gebaut. Die Querverbindungen wurden durch Nietung angeschlossen, wobei die gleichen Schwierigkeiten wie mit den Paßschrauben des Barrenrahmens eintraten. Erleichterungslöcher gab es auch, sie konnten jedoch nur von sehr viel geringerer Größe sein, als beim Barrenrahmen. Deshalb war der Raum zwischen den Rahmenwangen recht schlecht zugänglich und diese Konstruktion verschwand – obwohl sie leichter ist – insbesondere bei Drei- und Vierzylinderlokomotiven, als es die entsprechenden Werkzeugmaschinen für die Bearbeitung des Barrenrahmens gab.

Die Lager (Gleit- oder Wälzlager) der Antriebsachsen stützen sich in x- und y-Richtung auf Gleitplatten aus sehr hartem Stahl, die in die in Abb. 6-2 gezeigten (und beim Blechrahmen in gleicher Form vorhandenen) Rahmenausschnitte eingesetzt sind. Das Spiel der Lagergehäuse in x-Richtung muß sehr klein sein, weil davon das einwandfreie Arbeiten des Kuppelstangentriebwerks abhängt. Deshalb wurde an der Hinterseite der Rahmenausschnitte ein verschiebbarer Stellkeil (aus etwa St 85) vorgesehen. Bei der DB hoffte man, auf die Stellkeile - die unangenehme, zu wartende Elemente sind - verzichten zu können, wenn sich die geschilderten Achslagerführungen und die praktisch verschleißfreien Wälzlager bewähren würden. Aus Mangel an ausreichender Erfahrungszeit ist aber auch diese Frage nicht entschieden worden. Selbsttätige Keil-Nachstellvorrichtungen haben sich in Europa nicht durchsetzen können. Die Rahmenausschnitte müssen unten offen sein, um die Achssätze vertikal ein- und ausbauen zu können. Der Ausschnitt wird im Betrieb durch eingepaßte Achsgabelstege zug- und druckfest überbrückt, was für die Funktion des Rahmens ausschlaggebend ist: Bei Biegung des Rahmens in der x-z-Ebene würden sich sonst die Rahmenausschnitte aufweiten bzw. verengen. In beiden

Fällen würde die Führung der Achslager in der x-Richtung aufgehoben. Die Achsgabelstege werden durch Paßschrauben befestigt, sie sind in den Abbildungen deutlich zu sehen.

Der amerikanische Lokomotivbau zeichnete sich hinsichtlich des Rahmens durch zwei Besonderheiten aus, über die man im Schrifttum nur sehr wenig an technischen Angaben findet :

- a) Die in Europa überhaupt nicht eingeführte Ausführung des Rahmens als ein einziges Bauteil aus Gussstahl. Die Gründe zur Einführung dieser Bauweise (ab etwa 1924) waren einmal die in der frühen Eisenbahnzeit in Amerika verbreitete unsorgfältige Gleisverlegung, die leicht zu überhöhten Beanspruchungen der Rahmenstruktur und daraus herrührenden Rahmenschäden führte, zum anderen der Wunsch nach Vermeidung der vielen, in Herstellung und Erhaltung teuren Passbolzenverbindungen.
- b) Die vor allem in Amerika gebauten großen Gelenklokomotiven stellten Sonderanforderungen an die Konstruktion der Rahmen.
Einzelheiten hierzu im folgenden Abschnitt.

6.2 Stand der Technik

Europa - Rahmen - Stand der Technik

Die PKP blieb aus nicht bekannten Gründen beim Barrenrahmen, siehe Abb. 6-1, die anderen europäischen Verwaltungen wendeten sich wieder dem Blechrahmen zu. Gründe dafür waren einmal, daß man durch das Schweißverfahren die Schwierigkeiten mit den Paßschrauben und Nieten überwand und andererseits die Möglichkeit einer nennenswerten Gewichtseinsparung wahrnahm, die vor allem dem Kessel zu Gute kam. Praktisch baute man zu dieser Zeit keine Mehrzylindermaschinen mehr, deshalb spielte die schlechtere Zugänglichkeit des Raumes zwischen den Rahmenwangen keine nennenswerte Rolle. Bei den BR hatte man allerdings noch einige Vorbehalte gegen den ganz geschweißten Rahmen : Man meinte, und stimmte damit einer weit verbreiteten Meinung zu, daß Schrauben und Niete dem Rahmen eine gewisse Nachgiebigkeit gegen Verformungsspitzen verliehen und dieser daher weniger anfällig gegenüber örtlichen Spannungsspitzen sei. Aber auch in Großbritannien wurden die Rahmen praktisch vollständig geschweißt, die erwähnte Auffassung ist letztlich auch nie bestätigt worden.

In England wurde der Rahmen ganz neu entworfen, er war im Grundsatz ein liegender Doppel-T-Träger. Tatsächlich war der Aufbau jedoch ziemlich kompliziert, vgl. Abb. 6-3, bei der die rechte Rahmenwange weggelassen worden ist. Die Wangen, die den Gurten des Doppel-T-Querschnitts entsprechen, sind zwischen den Achsgabeln niedriger, um überall annähernd die gleiche, wirksame Steghöhe zu halten. Sie haben ihrerseits keine Gurte, was u.E. bedenklich ist. Etwas über Achshöhe ist im vorderen und mittleren Bereich des Rahmens ein waagerechtes Schubblech eingebaut, der „Steg“ des Doppel-T-Trägers. Dieses Blech hat große Erleichterungslöcher, die aus dem Blech gewissermaßen eine Fachwerkkonstruktion machen sollen, die an sich der Aufgabe des Bleches, gegenseitige Verschiebungen der Rahmenwangen zu verhindern, entspricht. Jedoch irritiert uns dabei die Tatsache, dass die Diagonalen des „Fachwerks“ nicht von einer Seite des Rahmens zur anderen durchlaufen, wodurch ihre Wirksamkeit im obigen Sinn stark eingeschränkt ist. Etwa an Unterkante des Rahmens sind neben jeder Antriebsachse biegeweich angeschlossene Querstützen angeordnet, deren Zweck nicht ohne weiteres einzusehen ist und die wir bei anderen Lokomotivrahmen nirgends finden. Zweifellos ist diese interessante Bauart sehr leicht, ob sie aber, wie erhofft, für die Lebensdauer der Lokomotive schadfrei bleiben würde, ist nicht sicher und konnte nicht mehr nachgewiesen werden, weil die Maschinen wegen des Strukturwandels alle schon nach verhältnismäßig wenigen Jahren ausgemustert wurden – wie überall in Europa.

Bei den deutschen Bahnen waren die Rahmenwangen oben und unten mit kräftigen Gurten versehen und gerade. Die Obergurte wurden durch ein gemeinsames, horizontales, weit ausgeschnittenes Blech gebildet, das die Schubfestigkeit in der horizontalen Ebene herstellte. Dies geschah allerdings nicht in idealer Weise, da eine Beanspruchung in y-Richtung in Achshöhe hierbei zu einer gewissen Verdrehung des Rahmens führt. In Achshöhe verlief zusätzlich eine schmale Längsversteifung, die gut für die Einleitung der Lagerkräfte in den Rahmen war. Mehrere Querversteifungen vor und hinter je-

der Antriebsachse und an Vor- und Hinterkante der Zylinder dienten hauptsächlich der Wahrung des Abstandes der Rahmenwangen. Als Beispiel solch einer Schweißkonstruktion ist in Abb. 6-4 der Rahmen der Baureihe 23 der DB (Abb. Tab. 2-1, lfd.Nr. 19) angegeben. Dieser Rahmen war etwa als liegendes U-Profil anzusehen.

Praktisch haben sich beide Rahmenbauweisen bewährt, jedenfalls in den wenigen Jahren, in denen die Maschinen eingesetzt waren, so wie es oft in der Technik vorkommt, daß anscheinend grundlegende Unterschiede durch Nebeneinflüsse in ihrer praktischen Bedeutung bis zur Unerkennbarkeit verwischt werden.

Es sei hier bemerkt, daß die Berechnung der Rahmen überall auf sehr unsicheren Füßen stand. Einmal ist eine elementare Berechnung des Rahmens ebenso wie des statischen Systems Rahmen – Kessel, überhaupt nicht möglich. Die heutigen Rechenverfahren (FE-Methode) gab es noch nicht. Zum anderen hätte man auch die Unterlagen für rationale Belastungsannahmen erst durch umfangreiche Messungen schaffen müssen, für die es geeignete Meßverfahren ebenfalls noch nicht gab. Es wurde deshalb darauf ausgewichen, die Spannungen für relativ einfache Lastfälle – vor allem : „Anheben der Lok an den Rahmenenden“ und „Pufferstoß“ – mit stark vereinfachten Annahmen auszurechnen und mit den entsprechend ermittelten Spannungen in bewährten Rahmen zu vergleichen, siehe (Eckhardt 1952). Das ist ein in der ganzen Technik in solchen Fällen durchaus übliches, vernünftiges und bewährtes Verfahren. Eine Berechnung nach „first principles“ hat es bis zum Schluß im Grunde nicht gegeben.

Die Rahmen wurden aus gut schweißbarem Stahl etwa vom Typ St 42 gefertigt und brauchten aus den gleichen Gründen wie sie in Abschn. 4.2.1 für den Kessel genannt wurden, nicht spannungsarm geglüht zu werden. Es sei hier erwähnt, daß man zumindest bei BR und DB im Entwurfsstadium vorübergehend auch an Rahmen aus Stahlguß gedacht hat.

Amerika - Rahmen - Stand der Technik

Die Gussstahlrahmen haben zunächst alle Vor- und Nachteile einer jeden Gußkonstruktion : Man kann die Materialdicken in einfachster Art und Weise an die an jeder Stelle des Bauteils erwarteten Beanspruchungen anpassen, ebenso ist es mit der Formgebung in den Einzelheiten. Beides führt zu einem leichten Bauteil, wenn man die Beanspruchungen genügend genau kennt – was allerdings nicht unbedingt der Fall war. Ob sie wirklich leichter waren als geschweißte Rahmen, wissen wir nicht, darüber ist offenbar kein neutraler Vergleich veröffentlicht worden. Insbesondere wegen der Erfordernis eines Modells lohnen sich Gussstücke aber i.a. nur bei größeren Stückzahlen gleicher Teile, bzw. werden Einzelstücke oder Kleinserien teuer. Die im amerikanischen Lokomotivbau vielfach verzeichneten geringen Losgrößen (vgl.Tab. Abb. 2-4, Spalte 5) werden da meist an der unteren Grenze gelegen haben.

Bei den Gußstahlrahmen hatte die Firma „General Steel Castings Corporation“, Eddystone, PA, – die sie unter dem Markennamen „Commonwealth Cast Steel Locomotive Bed“ vertrieb – praktisch weltweit eine Monopolstellung und war sehr darauf bedacht, sie zu erhalten. Wohl aus diesem Grunde fanden wir keine einzige aussagekräftige Zeichnung solcher Rahmen. Auch die vielen Fotos zeigen die Rahmen nie von unten. Auch in den sonst so reichhaltigen Bänden der locomotive cyclopedia finden sich außer Fotos keine Zeichnungen von locomotive beds.

Auch in Amerika wurden bis zuletzt gelegentlich noch Barrenrahmen gebaut, dabei waren die Rahmenwangen aber i.a. aus Gussstahl gegossen, eine Konstruktion, die es in Europa am Ende des 19. Jahrhunderts schon gab, die dort aber nicht weiter entwickelt wurde. Ein Beispiel zeigt Abb. 6-5, bei dem das Hinterende der Wange angestückt war, wahrscheinlich aus Gründen der Bearbeitung oder des Transports. Gelegentlich führte der Wunsch nach einer Gussausführung zu geradezu bizarren Konstruktionen, wie sie Abb. 6-6 zeigt. Dort ist jede Wange aus vier Bauteilen zusammengesetzt und die Verbindungen sind geschraubt. Über die Querverbindungsstücke sagen die beiden Abbildungen leider nichts aus.

Für die eigentlichen locomotive beds zeigen die Abbn. 6-7 bis 6-9 Beispiele, deren Aussagekraft aber recht begrenzt ist. Hingewiesen sei nur auf folgende Einzelheiten :

Die mitgegossenen Zylinder und Schieber- od. Ventilgehäuse, Luftbehälter u. dgl., bei Abb. 6-7 auch den Kesselsattel.

Bei Abb. 6-9, dem bed der hinteren Einheit einer Gelenk-Lok, über dem Zylinder die nebeneinander liegenden Gehäuse einer Ventilsteuerung, darüber der Zudampfanschluß. In der Mittelebene der Lokomotive ist der Flansch des Dampfrohres zwischen den Zylindern der beiden Zylindergruppen erkennbar. Auch dieses Rohr ist also Teil des Gussstücks.

Die schon angepassten und -geschraubten Achsgabelstege.

Bei Abb. 6-8 ist erkennbar, dass die Rahmenwangen doppelwandig sind. Dazu ist weiter zu ergänzen :

Aus der hinsichtlich der Rahmenkonstruktion einzigartigen Abb.6-10 (aus LC (1947), dort bei dem Thema „Triebwerk“) erkennt man genauer, dass sowohl die Wangen als auch die horizontale Deckplatte doppelwandig waren. Die Wangen waren durch Querversteifungen verbunden und dadurch gegenüber den in y-Richtung wirkenden Kräften der Achslager gestützt, wenn wir auch nicht wissen, wie viele Querverbindungen vorhanden waren. Die vielen Hohlkörper, aus denen sich die Struktur des Rahmens zusammensetzte, gaben ihm eine im Vergleich zu geschweißten Rahmen hohe Verdrehsteifigkeit. Die Anordnung der Lastausgleich-Hebel zwischen den beiden Wänden jeder Wange ist ausgezeichnet. Wie man u.a. aus Abb. 6-9 sieht, war die Oberseite des Rahmens nicht geschlossen sondern ziemlich stark aufgelöst. Das war bei den geschweißten Rahmen nach Abb. 6-4 auch so, und war wegen der Zugänglichkeit des Raumes zwischen den Wangen und zur Masseersparnis nötig. Offenbar reichte die Steifigkeit in der x-y-Ebene bei diesen Konstruktionen aber aus. Die Fertigung eines so komplizierten Gussstückes ist hinsichtlich des Modells und der erforderlichen Kerne eine technologische Meisterleistung, die natürlich ihren Preis hatte. Es war auch üblich, die umfangreiche Bearbeitung der Rahmen, z.B. das Ausbohren der Zylinder und der Schiebergehäuse, Planen der Ventilsitze, Bohren der Flanschlöcher usw. usw. schon von der Gießerei vornehmen zu lassen.

Es sei hier eingeschoben, daß überhaupt eine relativ geringe Fertigungstiefe ein Kennzeichen des amerikanischen Lokomotivbaues war. Dafür gab es eine Anzahl von Firmen, die sich auf ganz bestimmte Zubehörteile spezialisiert hatten, weit mehr als es in Europa der Fall war. Dies glich die wirtschaftlichen Nachteile der geringen Losgrößen und vielen Bahnverwaltungen bis zu einem gewissen Grad aus.

Besonderheiten der Rahmen von Gelenklokomotiven werden im Abschn. 7.2.2 behandelt.

Über das Material der gegossenen Rahmen haben wir (natürlich) keine genaueren Angaben.

7 Laufwerk

7.1 Einführung

7.1.1 Starr-Rahmen-Lokomotiven

Die genaue Abgrenzung des betrachteten Umfangs dieses Abschnittes ist Ansichtssache. Wir wollen hier unter dem Laufwerk alle Teile der Lokomotive verstehen, die eine sichere Fortbewegung und ein gutes Laufverhalten ermöglichen. Mit einem „guten Laufverhalten“ meinen wir – ohne damit eine erschöpfende Definition geben zu wollen – dass die Lokomotive auf gut, wie auch auf weniger gut verlegtem Gleis mit der vorgesehenen Geschwindigkeit ohne unangenehme, schädliche oder gar gefährliche Bewegungen fahren kann und dass sie dabei auch das Gleis nicht übermäßig beansprucht. Besonders wichtig wird dies alles beim Durchfahren von Gleisbögen.

Die Aufgaben des Laufwerkes kann man demnach folgendermaßen aufgliedern :

- a) Die Ermöglichung der Fortbewegung
- b) Die Federung
- c) Den Lastausgleich zwischen den einzelnen Achsen
- d) Den Massenausgleich
- e) Die Spurführung
- f) Das Bremsen

Zu den einzelnen Aufgaben :

a) Fortbewegung

Hierzu gehören Räder, Achswellen und Lager.

b) Federung

Die Federung dient einerseits der Feinanpassung der Höhenlage der Räder an die Schiene, andererseits vermindert sie die Weiterleitung von Stößen, die aus Gleisfehlern herrühren, auf das Fahrzeug.

c) Lastausgleich

Der Lastausgleich sorgt für eine gleiche Belastung aller Räder, die zu einem sog. „Stützpunkt“ vereinigt sind. Dies geschieht durch ein umfangreiches Hebelwerk, über dessen Ausgestaltung es sehr unterschiedliche Auffassungen in Europa und Amerika gab. In Amerika setzte man alles daran, die Gewichtskraft der Lokomotive auf statisch bestimmte Weise (d.h. über drei Stützpunkte) auf das Gleis zu übertragen. Demgegenüber begnügte man sich in Europa mit einer mäßig statisch unbestimmten Lagerung (meist 4 bis 6 Stützpunkte) während England ganz auf den Lastausgleich verzichtete. Näheres dazu im Anhang, Abschn. 11.3 .

d) Massenausgleich

Der Massenausgleich beschränkt die Auswirkungen der Fliehkraft der im Triebwerk umlaufenden, unsymmetrisch verteilten Massen. Dies erfolgt in der Regel durch ebenfalls umlaufende Ausgleichsmassen in den Antriebsrädern. Auch zu diesem Gebiet finden sich nähere Ausführungen im Anhang, Abschn. 11.4 .

e) Spurführung

Ändert das Gleis seine Richtung, so laufen die Spurkränze der vorderen Räder an die Außenschiene des Gleisbogens an und üben eine Druckkraft in y-Richtung auf die Schiene aus. Deren Gegenkraft drückt ihrerseits die Lokomotive in die neue Fahrtrichtung. Bei diesem Vorgang kann es zu starken Stößen oder auch Entgleisungen kommen. Die Spurführung soll beides verhindern. Auch zu diesem Gebiet finden sich nähere Ausführungen im Anhang, Abschn. 11.5 .

f) Bremsen

Bei Dampflokomotiven wurden ausschließlich Backenbremsen verwendet, die – meist einseitig – auf die Räder wirkten. Für die in x-Richtung zwischen den Rädern sitzenden Teile des Bremsgestänges war ein Platz erforderlich, der gewisse Mindest-Radabstände erforderte und damit

Einfluß auf die Gesamtlänge einer Lokomotive hatte. Das machte spätestens dann Schwierigkeiten, als man bei schnellfahrenden Lokomotiven auf doppelseitige Anordnung der Bremsbacken übergehen wollte.

7.1.2 Gelenk-Lokomotiven

Rahmen und Laufwerk

Während die Zeit der Gelenklokomotiven in Europa etwa mit dem 1. Weltkrieg zuende war, begann sie in Amerika damals erst richtig und erstreckte sich bis zur Aufgabe des Dampflokomotivbaues. In Europa ist deshalb über die Technik der neueren Gelenklokomotiven im Vergleich zu der der Starr-Rahmen-Lokomotiven nur sehr wenig berichtet worden. Daher wird dieses rein technisch sehr interessante Gebiet hier etwas ausführlicher behandelt. Dabei wird auch über die Rahmenkonstruktion zu sprechen sein, weil Rahmen und Laufwerk bei den Gelenklokomotiven besonders eng zusammenhängen. Hier ist besonders das Gelenk zwischen den beiden Antriebseinheiten zu nennen, das hier als „Mallet-Gelenk“ bezeichnet wird.

Die Aussagen über das Laufwerk von Starr-Rahmen-Lokomotiven, gelten sinngemäß natürlich auch für die einzelnen Laufwerke von Gelenklokomotiven. Bei letzteren treten aber eben in verschiedenen Einzelheiten andere Verhältnisse und zusätzliche Anforderungen auf.

7.2 Stand der Technik

7.2.1 Starr-Rahmen-Lokomotiven

Europa - Starr-Rahmen-Lok - Antriebsräder - Stand der Technik

Die Antriebsräder (diese Bezeichnung wird hier als Oberbegriff für die Treib- und die Kuppelräder gebraucht) besaßen sowohl in Europa als auch in Amerika durchweg aus Stahl (etwa GS 52) gegossene Radsterne mit Speichen und aufgeschrumpfte Radreifen, siehe Abb. 7-1. Die in Amerika viel und z.T. auch bei BR und DR verwendeten Bauarten Boxpok (DR versuchte eine geschweißte Ausführung, s. Düring (1979), S. 133), BFB, od. ähnl. wurden in Europa überall wieder verlassen. Wahrscheinlich waren sie doch zu schwer – wenn eine geringe Masse auch von den Herstellern stets als Vorteil genannt wurde – was bei Rädern doppelt unerwünscht ist, weil sie zu den „unabgefederten Massen“ zählen und daher die von ihnen auf das Gleis ausgeübten Stoßkräfte so gut wie gar nicht durch Federwirkung gemildert werden. Die bei dem Speichenrad von Speichenbrüchen ausgehende Gefahr ist dagegen wegen der Vielzahl von Speichen bei sorgfältiger Beobachtung immerhin zu beherrschen. Auf dem Kontinent wurden die Gegengewichte für den Massenausgleich mit gegossen, bei BR dagegen besonders eingesetzt, z.T. auch mit Blei ausgegossen. Erstere Ausführung gestattet eine bessere Gestaltung : Indem die Ausgleichsmassen sichelförmig ausgebildet werden, rückt ihr Schwerpunkt weiter von der Achse ab, was kleinere Massen zulässig macht. Die letztere Ausführung erlaubt die Verwendung eines einzigen Gußmodells für Antriebsräder verschiedener Lokomotiven, außerdem bietet die zentralsymmetrische Gestalt des Radsterns eine sehr gleichmäßige Auflage für den Radreifen, was für dessen dauerhaften Halt günstig ist. Der Radreifen selbst bestand aus hochfestem, sehr hartem Schmiedestahl (etwa St 100) und wurde aufgeschrumpft. BR verließ sich ohne einen Sprengring nur auf den Halt durch die Schrumpfkraft. Die anderen Verwaltungen behielten den Sprengring bei. Die Räder wurden mit zylindrischem Sitz auf die ganz leicht konischen Achswellen aufgedreht und durch einen Keil gegen Verdrehen gesichert.

Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Antriebsräder - Stand der Technik

Abb. 7-2 ist eine Musterzeichnung der A.A.R. für die Ausführung von schweren Speichenrädern in Amerika. Im Vergleich mit europäischen Rädern fällt die geringe Speichenzahl auf, die zwar die Fertigung vereinfacht, jedoch eine geringere Sicherheit bei Speichenbrüchen bietet. Links ist das Ausgleichsmasse in einem Stück mit gegossen, rechts dagegen hohl, zum Ausguß mit Blei. Diese Ausführung wurde gelegentlich nötig bei relativ kleinen, aber schnell drehenden Rädern und erlaubte auch u.U. die Verwendung des gleichen Gussmodells für verschiedene Lokomotiven. Sie war aber natürlich teuer. Man erkennt auf dieser Abb. auch verschiedene Gestaltungen des Unterreifens und den Radrei-

fen. Abb. 7-3 gibt den Radkern eines großen Boxpok-Rades wieder (das Wort „Boxpok“ kommt von „Box-Spoke“, d.h. also Kastenspeiche), das ebenfalls für Bleifüllung des Gegengewichtes eingerichtet ist. Die links sichtbare Tasche für „auxiliary counterbalance“ erlaubt ebenfalls eine freizügigere Verwendung des Gussmodells dadurch, dass die für den Massenausgleich (siehe unten) vorgesehenen Ausgleichsmassen $m_{..A}$ und $m_{..A}$ vereinigt werden und alle $m_{..}$ an ihren theoretisch richtigen Plätzen verbleiben können. Diese Anordnung hat es, soweit uns bekannt, in Europa nicht gegeben.

Statt der Boxpok-Räder wurden in Amerika manchmal auch sog. „disc-drivers“ verwendet, die keine Speichen hatten sondern Scheiben mit wenigen Erleichterungslöchern. Auch sie waren hohl, ihr Guß war etwas einfacher als der von Speichenrädern. Wir vermuten, dass mit dieser Konstruktion vor allem die Boxpok-Patente umgangen werden sollten.

Europa und Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Lauf- und Tenderräder, Achswellen - Stand der Techn.

Die Lauf- und Tenderräder waren ebenfalls fast stets Speichenräder, im Gegensatz zu den Rädern der Waggon.

Die Achswellen wurden aus einem Schmiedestahl, etwa St 50, gefertigt und bei den Schnellzuglokomotiven vielfach hohlgebohrt, um sie leichter zu machen und sie auch von innen auf Schadstellen untersuchen zu können. Die früher auf den Achswellen üblichen Bunde zur Übertragung der in y-Richtung wirkenden Kräfte auf die Lager wurden manchmal weggelassen. Die Kräfte wurden dann von einer Anlauffläche am Radkörper direkt auf das Lagergehäuse übertragen, was an sich ja auch der kürzeste Weg ist.

Europa - Starr-Rahmen-Lok - Achslager - Stand der Technik

Für die Achslager der Lauf- und Tenderachsen hatten sich in Europa überwiegend Wälzlagerungen durchgesetzt. Bei den Antriebsachsen war man sich noch nicht ganz im klaren. Bei ihnen mußte man wegen der sehr komplizierten Belastungsverhältnisse immerhin mit gelegentlichen Lagerschäden und -wechseln rechnen. Dazu muß aber bei Wälzlagern – die man nur ungeteilt bauen mochte – das jeweilige Rad jedesmal von der Achse abgezogen und nach dem Lagerwechsel neu aufgedreht werden. Das ist nicht nur arbeitsaufwendig sondern auch nicht unbegrenzt oft durchzuführen, da die Sitzflächen bei diesen Vorgängen stets beeinträchtigt werden. Deshalb rüsteten BR und DB hauptsächlich Schnell- und Personenzuglokomotiven, bei denen die größte Laufleistung, aber auch die beste Überwachung zu erwarten war, mit Wälzlagern aus, während die anderen Maschinen weiterhin meist Gleitlager erhielten. Die Wälzlager waren Kegelrollenlager, meist zu zweien gegeneinander angestellt, damit sie auch seitliche Belastungen gut aufnehmen konnten. Die Möglichkeit einer Drehung der Radatzes um die x-Achse wurde meist nicht durch Pendelrollenlager sondern dadurch geschaffen, dass die Lagergehäuse sich in ihren Führungen im Rahmenausschnitt entsprechend drehen konnten. Eine Seitenverschieblichkeit wurde, falls nötig, dadurch hergestellt, dass die Lager Zylinderrollenlager waren, bei denen der Innenring verbreitert und ohne Borde ausgeführt war. In England wurden die beiden Lager einer Achse durch ein besonderes Lagergehäuse verbunden, in Deutschland nicht. Gegen dieses verbindende Gehäuse ist einzuwenden, dass es aufwendig in Masse und Fertigung ist und zu den unabgefederten Massen gehört. Eine Ausnahme waren nur die Deichsellagerungen an der Antriebsachse von Krauss-Helmholtz-Gestellen, siehe Abb. 7-10 .

Für eine endgültige, auch gesamtwirtschaftlich gesicherte Entscheidung der Frage nach der Wirtschaftlichkeit von Wälzlagern reichten die Betriebserfahrungen noch nicht aus, was Cox (1966) ausdrücklich bemerkt. Jedoch kann wohl im allgemeinen von einer technischen Bewährung der Wälzlager gesprochen werden. Eine eingehende Besprechung dieser Lagerungen findet sich bei Illmann/Obst (1957). Die DR verwendete als Lager für die Antriebsachsen nur Gleitlager, das hatte aber wohl auch wirtschaftliche Gründe.

Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Achslager - Stand der Technik

In Amerika war die Wälzlagerung der Antriebsachsen schon Ende der 30er-Jahre zum Standard geworden (wenn auch nicht alle Bahnen den Übergang vollzogen hatten). In einem Lagergehäuse wa-

ren zwei gegeneinander angestellte Kegelrollenlager eingebaut, s. Abb. 7-4. Dabei wurden i.a. die beiden Lagergehäuse einer Achse durch ein Verbindungsgehäuse zusammengefasst. Dies war zumindest dann nötig, wenn die Achse querverschieblich war und durch Rückstellfedern zentriert wurden, was es oft gab, Abb. 7-5. Diese Gehäuse sind aber aufwendig und tragen zur unabgefederten Masse bei und wurden deshalb in Europa kaum verwendet. Lauf- und Tenderachswellen waren fast durchweg wälzgelagert.

Europa und Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Federung Stand der Technik

Bei Dampflokomotiven wurden praktisch nur Blattfedern eingebaut, weil die Reibung zwischen den einzelnen Federlagen stark schwingungsdämpfend wirkt, was bei dynamischen Vorgängen mit ihrem dauernden Wechselspiel von Energiespeicherung und –freisetzung unerlässlich ist. Lediglich zur Abfederung von nachlaufenden Laufachsen (Schleppgestelle) verwendete BR aus Platzgründen Schraubenfedern, war damit aber nicht zufrieden.

Die Federn wurden aus einem hochfesten Stahl gefertigt, etwa St 100. Alle Verwaltungen klagten über eine gewisse Schadensanfälligkeit der Federn, was bei den sehr großen Lastspielzahlen, denen Fahrzeugfederungen ausgesetzt sind, nahe liegt.

Europa - Starr-Rahmen-Lok - Lastausgleich - Stand der Technik (Vgl. Anhang Abschn. 11.3)

Außer in England, wo man bei der Einzelradabfederung blieb, wie in 7.1.1 ausgeführt wurde, erhielten praktisch alle Lokomotiven einen statisch unbestimmten Lastausgleich mit vier bis sechs Stützpunkten. Abb. 6-1 zeigt den Lastausgleich einer älteren deutschen Lokomotive. Allerdings handelt es sich um eine statisch bestimmte Konstruktion mit drei Stützpunkten. Daraus würde eine vier-Punkt-Abstützung, wenn der Querausgleichshebel und der an diesen anschließende, auf Mitte Lok liegende Längsausgleichshebel entfallen. Man sieht an diesem Beispiel, dass die statisch unbestimmten Lagerungen einfacher sind als die statisch bestimmten, sie haben sich auch bewährt. Konstruktiv waren sie ähnlich den im folgenden Abschnitt besprochenen, amerikanischen Ausführungen.

Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Lastausgleich - Stand der Technik (Vgl. Anhang Abschn. 11.3)

In Amerika blieb man praktisch ausnahmslos bei dem aufwendigen statisch bestimmten Lastausgleich (siehe Anhang). Dafür sollen hier einige Beispiele besprochen und durch Abbildungen erläutert werden. Abb. 7-6 zeigt das Lastausgleichssystem (die Amerikaner sprechen von „spring rigging“, also etwa „Feder-Takelung“, wie sie überhaupt kaum zwischen Federung und Lastausgleich unterscheiden, wohl weil es Federung ohne Lastausgleich dort gar nicht gab) einer D-gekuppelten Rangierlokomotive. Man erkennt, dass die hinteren drei Räder jeder Seite durch Ausgleichhebel verbunden sind, also insgesamt zwei Stützpunkte bilden. Die vordere Achse ist für sich gefedert, ihre vorderen Federenden sind aber durch einen Querhebel (section D – D) verbunden. Somit ist diese Achse der dritte Stützpunkt. Dies ist die klassische Form der statisch bestimmten Stützung einer Lokomotive. Die Feder der letzten Achse liegt hinter dieser, eine an sich wenig glückliche Konstruktion, die aber nicht ganz selten nötig war, um Platz für die Feuerbüchse zu schaffen. Zu beachten ist bei dieser Lok noch, dass der zweite und dritte Radsatz spurkranzlos ist. Dadurch kann die Maschine sehr enge Gleisbögen durchfahren. Die Führung im Gleis ist trotzdem normalerweise ausreichend. In Deutschland hatte man bei einer nur wenig älteren, ähnlichen Maschine (Baureihe 81 der DRG, von 1928) diese Radsätze nur mit geschwächten Spurkränzen ausgeführt und dadurch die Entgleisungssicherheit wohl doch deutlich erhöht.

Abb. 7-7 gibt den Lastausgleich einer großen 2'D2'-Lok wieder, wobei das vordere Drehgestell in der Quelle nicht gezeichnet worden ist. Hier bilden das Nachlaufgestell und die vier Antriebsachsen einen Stützpunkt je Seite. Das vordere Drehgestell, das sicher einen Querhebel aufweist, bildet den dritten Stützpunkt. An den jeweiligen Enden des Federsystems sind Schraubenfedern eingeschaltet, worauf Kiefer (1948/49) großen Wert legt. Bei diesen Lokomotiven hatte das nachlaufende Drehgestell (Abb. 7-8) in der Regel Außenlagerung, seine Federn und Ausgleichhebel saßen also erheblich weiter von Mitte Maschine entfernt, als die entsprechenden Teile der Antriebsachsen. Der Unterschied wurde hier durch zwei Mittel überbrückt: Zum einen steht der lange Ausgleichshebel [1] (s. Abb. 7-7

und 7-8) zwischen den Antriebs- und den Nachlaufachsen nicht parallel zu Mitte Maschine. Zum andern greifen die hinteren Federenden der letzten Kuppelachse zunächst an einem Querbalken [2] an, an dem ihrerseits die Vorderenden von [1] mittels der Hanger [3] angehängt sind. Dieser Querbalken ist kein Ausgleichshebel, da ihm eine feste Lagerung im oder am Rahmen fehlt (vergleiche dazu „section D – D“ aus der Abb. 7-6), eine Kraftweiterleitung von der einen zur anderen Seite der Lok findet also praktisch nicht statt.. Die Schwenkbewegungen des Nachlaufgestells werden durch Schrägstellen der Hanger [3] ermöglicht, wozu diese eine ausreichende Länge haben müssen. Wenn auch der Querbalken [2] kein Ausgleichshebel ist, so ist er unserer Meinung nach doch ein kleiner Missklang in der Konstruktion. Dergleichen Merkwürdigkeiten, die natürlich alle irgendwie zu begründen waren, gab es mehrfach. So zeigt Abb. 4-36 bei einem Tender eine sehr eigenartige Anordnung des Lastausgleichs : Über den normalen Blattfedern haben die fest im Rahmen gelagerten Radsätze zusätzlich je Rad zwei Schraubenfedern. Die Lastausgleichshebel greifen aber nur an den Blattfedern an, d.h. der Lastausgleich wirkt höchstens für den von diesen Federn getragenen Massenanteil.

Das Nachlaufgestell schwenkte um einen Drehpunkt der etwa unter der Markierung [1] in Abb. 7-8 liegt. Dort wurde auch ein Teil der Last vom Hauptrahmen übertragen. Für die restliche Last befanden sich zwei „swing-link-Abstützungen“, s.u., oder ähnliche an der Hinterkante des Gestells.

Europa und Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Massenausgleich - Stand der Techn.
(Vgl. Anhang Abschn. 11.4)

Die Theorie und Technik des Massenausgleichs für das Lokomotiv-Triebwerk war Anfang des 20. Jahrhunderts praktisch zu Ende entwickelt, so dass bei den letzten Lokomotiven keine Neuerungen zu beobachten waren. Zur konstruktiven Ausbildung der Ausgleichsmassen in den Antriebsrädern siehe oben Antriebsräder.

Europa - Starr-Rahmen-Lok - Spurführung - Stand der Technik (Vgl. Anhang Abschn. 11.5)

Wie im Anhang, Abschn. 11.5 ausgeführt, ist eine ausreichende Belastung der Laufachsen eine unerlässliche Voraussetzung für eine gute Spurführung. In der unten stehenden Tabelle sind daher diese Belastungen zusammen gestellt, soweit sie aus den veröffentlichten Angaben zu ermitteln waren. Die Zahlen geben die Belastung der betr. Achsen in Prozent der Belastung der Antriebsachsen an :

Zeile	Lokomotiven	Vordere Laufachsen	Hintere Laufachsen
1	Deutsche Neubaulok	80	95
2	Britische Neubaulok	50	75
3	Amerik. leichte Schnellzuglok	57	88
4	Amerik. Güterzuglok	81	93
5	Amerik. Schnell- u. Schnellgüterzuglok	62	85

Für die konstruktive Gestaltung der normalen Drehgestelle gibt Abb. 7-9 ein Beispiel einer neueren europäischen Ausführung. Entsprechend ein Krauß-Helmholtz-Gestell, Abb. 7-10.

Damit sich die Führungskraft nicht stoßartig sondern allmählich auf- bzw. abbaut, sind nachgiebige Elemente vorzusehen. In Europa verwendete man dazu durchweg Federn, häufig in der Anordnung nach Abb. 7-11 oder Abb. 7-12, diese haben allerdings den Nachteil, dass die Kraft mit Null beginnt und erst bei der größten Verformung der Feder ihren Größtwert erreicht (eine flache Feder-Kennlinie). Darüber hinaus ist die richtige Vorspannung der Federn nicht ganz einfach einzustellen, bei Abb. 7-11 wird immerhin die Vorspannung beider Federn von selbst gleich.

Das Beugnot-Gestell wurde nur bei der Baureihe 82 der DB verwendet, die die einzige laufachslose Type unter allen Neubau-Lokomotiven war. Dort hat sie sich aber bewährt, ebenso bei verschiedenen Diesel-Loks.

Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Spurführung - Stand der Technik

Eine amerikanische Drehgestellkonstruktion zeigt Abb. 7-13, ein Deichsel-Gestell Abb. 7-14.

Um bei der Rückstellkraft zu einer steil ansteigenden Kennlinie zu kommen, wurden in Amerika (und praktisch nur dort) statt Federn oft bestimmte Stützenanordnungen (swing bolster und swing links) verschiedener Konstruktion verwendet, deren Wirkung darauf hinauslief, dass eine seitliche Verschiebung des Drehgestells zu einer Anhebung der Masse der Lokomotive führte, womit umgekehrt die Rückstellkraft gegeben war. Diese begann mit einem erheblichen Wert, der sich dann aber nur noch wenig änderte. Derartige Anordnungen sind in den Abbn. 7-13 und 7-14 erkennbar. In Abb. 7-15 ist das Kräftespiel, a) im geraden Gleis, b) im Gleisbogen, dargestellt : Gezeichnet sind die Kräfte, die auf die Zapfen A (oben) und B (unten) wirken. Die Kräfte F_1 entsprechen in a) der anteiligen Lokmasse, in b) sind sie um einen Anteil ΔF_1 größer, weil das Anheben der abgefederten Lokmasse um Δz den Anteil der Antriebsräder vermindert. Diese Vergrößerung von F_1 vergrößert auch die Sicherheit gegen Entgleisung, das ist ein Vorteil gegenüber der Rückstellung durch Federn nach Abb. 7-11 oder 7-12 . Die Komponente F_y ist die Rückstellkraft.

Konstruktiv gab es verschiedene Ausführungen, z.B. auch die nach Abb. 7-16. Abbn. 4-37 und 7-17 zeigen eine Ausführung, bei der die swing links als Walzen ausgeführt sind, die sich bei seitlicher Verschiebung der Laufachsen gegenüber dem Lokrahmen auf entsprechend geformten Kurvenbahnen abwälzen und damit die Anhebung der Lokmasse bewirken. Damit sie sich nicht verkanten können, tragen die Walzen an beiden Enden eine Verzahnung, die in entsprechende Zahnstangen eingreift. Hierbei entfallen die hoch belasteten Zapfen der swing links.

Offenbar hat ein echter Vergleich der amerikanischen und der europäischen Bauarten niemals stattgefunden.

Eine Besonderheit (und für uns : Unklarheit) des amerikanischen Lokomotivbaues ist die Seitenverschieblichkeit von Antriebsachsen. Wir stießen zuerst darauf bei den vorderen Gestellen von Gelenklokomotiven, siehe dazu Abschn. 7.2.2 bei Besprechung der „wechselnden Steifigkeit der Lokomotive in der x-y-Ebene“. Ein solches Antriebsgestell kann ja als eine Starr-Rahmen-Lok für sich aufgefasst werden. Es wurde dort mitgeteilt, dass die Antriebsachsen, außer der letzten, alle seitenbeweglich waren. In diesem Zusammenhang sei nun noch einmal auf Abb. 5-28 hingewiesen. Dort handelt es sich um das hintere Triebwerk der 2'BC 2' – Duplex-Güterzug-Lok Q-2 der PRR, einer Starr-Rahmen-Lok mit zwei unabhängigen Triebwerken. Aus dem Original in LC(1947) geht hervor, dass diese fünf Antriebsachsen sämtlich seitenverschieblich sind. Die abgerundeten Gesamtspiele der Achsen betragen dabei, von hinten nach vorn : 13, 35, 13; 13, 57 mm . Die Lokomotive hat also keinen festen Radstand, wird im wesentlichen vielmehr von den beiden Drehgestellen geführt. Warum die angegebenen Spiele gewählt wurden, ist nirgends erklärt und leuchtet uns nicht ein. In ähnlichen Fällen hatte man sonst die mittlere Achse ohne und die Achsen direkt vor und hinter ihr mit geschwächtem Spurkranz ausgeführt, was ja naheliegender ist.

Europa und Amerika - Starr-Rahmen-Lok - Bremsen - Stand der Technik

In Europa und Amerika waren einseitig wirkende Backenbremsen die Regel. Sind sie unterhalb der Radmitte angeordnet, was aus Platzgründen oft schwer vermeidbar war, so heben sie den Radsatz beim Bremsen an, dadurch vermindert sich die Bremswirkung, wenn nicht alle Räder genau gleich stark gebremst werden. Außerdem führt die Konzentration der ganzen Bremsleistung eines Rades auf einen Bremsklotz natürlich zu einer erhöhten Wärmebelastung dort. Aus allen diesen Gründen war eine doppelseitige Abbremsung besonders bei schnellfahrenden Lokomotiven erwünscht. Um den Platzbedarf dabei in Grenzen zu halten, wurden in Deutschland sog. Scherengehänge entwickelt, siehe Abb. 7-18. Bei diesen liegen die Bremsklötze über bzw. unter der Radmitte, so dass sich einerseits die Vertikalkomponenten ausgleichen, andererseits auch ein Ausgleich der Klotzkräfte von selbst eintritt. In Amerika erhielt nur ein Teil der Duplex-Lokomotiven eine zweiseitige Abbremsung. Da die Räder einen sehr kleinen Abstand haben, waren die Bremsgehänge kompliziert und nur die Hälfte der Räder war zweiseitig gebremst. Wolff (1947b) berichtet, von Großraumtendern (siehe Abb. 4-36), bei denen alle sieben Achsen zweiseitig gebremst wurden, was bei der sehr großen Masse solcher Tender sicherlich nicht unangebracht war.

7.2.2 Gelenk-Lokomotiven

Amerika - Rahmen und Laufwerk - Stand der Technik

Bezüglich der $x - z$ – Ebene ist es ein Grundmerkmal der Mallet-Bauweise, dass beide Rahmenteil der Gleisform nicht folgen sondern stets eine gerade Linie bilden, so, als ob sie in dieser Ebene eine einheitliche Struktur seien. Siehe hierzu Abb. 7-19, die eine Lok auf einer stark vereinfachten Kuppe zeigt. Man sieht, daß die Oberkante der Einzelrahmen eine Gerade bildet, die Anpassung der Achsen an das Gleisprofil geschieht allein über den Lastausgleich der Federung. Dies wird in LC (1941), S. 169 (einer Firmenanzeige von ALCO, der einzigen Stelle im gesamten eingesehenen Schrifttum, an der wir technische Angaben zu diesem Fragenkreis fanden !) so ausgedrückt : „Die zwei Rahmen sind so verbunden, dass sie in der vertikalen Ebene völlig steif sind, alle Verformungen in dieser Ebene werden von dem Federungssystem aufgenommen.“ Diese Aussage ist auch für uns richtig unter der Voraussetzung, dass der Begriff „Federungssystem“ den „Lastausgleich“ einschließt, worauf schon hingewiesen wurde. Die Steifigkeit in der vertikalen Ebene wird allein vom Kessel hergestellt. Wenn also die Ausschnitte für die Achslager genügend hoch sind, so hat die Verbindung zwischen den beiden Einzelrahmen, die wir das „Mallet-Gelenk“ nennen wollen (in Amerika wurde nur „hinge“ gesagt), nur das Moment um die y -Achse aufzunehmen, das aus der Reibung und den Massenkräften in den Lastausgleichssystemen herrührt und relativ klein ist. Um hier klarer zu sehen, wurde eine Berechnung der vertikalen Lagerverschiebungen für eine große Lokomotive durchgeführt, die sich – siehe Abb. 7-19 – auf der Kuppe eines Berges befindet. Dieser hat in der Annahme einen Radius von 2 000 m, heute ist das in Europa ein Mindestwert. In Abb.7-20 sind die wichtigsten Parameter und die Ergebnisse eingetragen. Die über die normalen Federwege hinaus erforderlichen Freiräume (Δy) bewegen sich danach in der Größenordnung von wenigen [mm] und sind konstruktiv mit Sicherheit zu verwirklichen. Das Mallet-Gelenk braucht jedenfalls im wesentlichen nur noch Kräfte in der $x - y$ – Ebene zu übertragen. Ein Anheben der ganzen Lokomotive an ihren beiden Rahmenenden ist allerdings nicht möglich (aber i.a. auch einfach zu vermeiden) – im Gegensatz zu Starr-Rahmen-Lokomotiven.

Man kann fragen, warum die „gerade Linie“ der beiden Rahmenteil so wichtig genommen wurde. Ohne quantitative Antworten darauf zu versuchen, ist dazu zu sagen : Das Gelenk zwischen den beiden Rahmen wäre wesentlich komplizierter geworden, denn neben Drehungen um die z -Achse hätte es ja auch solche um die y -Achse und auch Höhenunterschiede zwischen den benachbarten Enden der Rahmen von Vorder- und Hinterteil zulassen müssen. Hätte man auch den hinteren Maschinensatz um die y -Achse beweglich gemacht, so wäre man etwa zu der Bauart Meyer gekommen und hätte sich zahlreiche neue Komplikationen eingehandelt.

In der $x - y$ – Ebene wird die für den Kurvenlauf der langen Lokomotiven erforderliche Beweglichkeit durch das Mallet-Gelenk zwischen den beiden Rahmenteil hergestellt. Es muß hier zunächst natürlich die Zugkraft des vorderen Maschinensatzes weiterleiten, ebenso auch die auftretenden Längskräfte im Rahmen (Pufferstöße) und die Kräfte zwischen den beiden Teilen der Lok beim Einlaufen in eine Gleiskrümmung und beim Verlassen derselben. Außerdem muß man in diesem Zusammenhang immer im Auge behalten, dass der Vorderrahmen durch die großen wechselnden, gegenläufigen Kolbenkräfte stets zu Drehungen um die z -Achse angeregt wird, die er wegen seiner relativ geringen Masse auch ausführt, und die das Mallet-Gelenk in y -Richtung belasten. Diese Drehungen sind bei der Starr-Rahmen-Lok auch vorhanden, werden dort aber durch die große Masse des Kessels und des Tenders in erträglichen Grenzen gehalten. Bei der Gelenk-Lokomotive werden sie durch den Anschluß an den Hinterrahmen gedämpft, ferner durch eine vorlaufende Einzelachse oder –besser noch – ein vorlaufendes Drehgestell. Trotzdem blieben die Drehbewegungen des Vorderrahmens bei allen Gelenk-Lokomotiven bei schneller Fahrt ein gewisses Problem und machten sie als wirkliche Schnellzug-Lokomotiven nicht geeignet.

Das Mallet-Gelenk ermöglicht den beiden Rahmenteil also, den Kurven des Gleises zu folgen. In der oben zitierten Firmenanzeige heißt es dazu etwas schwer verständlich : „Das Laufwerk dieser Lokomotiven macht Gebrauch von dem, was die Erbauer das „Hebel-Prinzip“ nennen. Diese Anordnung bewirkt eine steif geführte Lokomotive wenn sie im geraden Gleis fährt, während eine großzügige Anpassung an Kurven zugelassen wird. So können Kurven praktisch ohne gefährliche Schwingungen (sind hier „Stöße“ gemeint ? J.H.) befahren werden“.

Wie die Lok die hier behauptete wechselnde Steifigkeit in der waagerechten Ebene erhält, wird nicht erwähnt. Dazu findet sich aber eine Bemerkung bei Lamb (2003), S. 133, mit folgendem Wortlaut (Lamb bezieht sich hier auf eine der letzten Typen von Gelenklokomotiven, die „Big Boys“ (Abb. Tab. 2-4, lfd. Nr. 74) : „Die Erbauer stellten fest, dass die Querschwingungen der vorderen Maschine die ganze Lokomotive sich um eine Vertikale drehen ließen, die sich im Bereich der letzten Kuppelachse befand. Daher legten sie diese Kuppelachse in Querrichtung fest und machten alle anderen Achsen in dieser Richtung beweglich, sorgten aber für eine Begrenzung ihrer Bewegungen durch einen Widerstand, der in Richtung zum vorderen Ende der Lokomotive zunahm.“ Offenbar handelt es sich um in y-Richtung an jeder Antriebsachse eingebaute Rückstellfedern mit von hinten nach vorn zunehmender Federcharakteristik und sicher auch Dämpfung. Eine entsprechende Federanordnung ist in Abb. 7-5 erkennbar, es gab aber auch andere Ausführungen. Schwierig werden dabei die Kuppelstangenlager, was in einigen Zeichnungen angedeutet ist (siehe Abb. 5-28 und zugehörige Diskussion), aber nirgends weiter besprochen wird.

In allen Veröffentlichungen in LC (1941) und (1947) wie auch bei Bruce (1952) und Lamb (2003) findet man nichts über eine Rückstellvorrichtung für die vordere Rahmeneinheit. Offenbar hat man bei diesen großen Maschinen keine Veranlassung für sie gesehen. Demgegenüber waren sie bei kleinen Mallets (in Europa an der Wende 19./20. Jahrhundert) üblich.

Abb. 7-21 bis 7-23 zeigen das Mallet-Gelenk einer großen Gelenk-Lok (lfd. Nr. 67 der Tab. Abb. 2-4) Dafür haben wir einen groben Überschlag für die im Gelenk zu übertragende Kraft und die dadurch entstehenden Spannungen gemacht, er führte zu folgenden Ergebnissen :

Als Hauptbeanspruchung ist die Zugkraft der vorderen Antriebseinheit anzusehen. Aus den in LC (1947) vorliegenden Daten erhält man dafür einen Größtwert von $F_1 = 195\,000\text{ N}$ in x-Richtung der Lok.

Um die vordere Antriebseinheit bei der Fahrt im Gleisbogen auf den Schienen zu drehen, sind bei jedem Rad Reibungskräfte quer zu den Schienen zu überwinden, deren Moment um die z-Achse im Gelenk eine Kraft von etwa $F_2 = 74\,200\text{ N}$ in y-Richtung hervorruft. Dabei ist die in gleicher Richtung wirkende y-Kraft des vorlaufenden Drehgestells vernachlässigt worden, F_2 wird also tatsächlich erheblich kleiner sein.

F_1 und F_2 werden zu einer resultierenden Kraft $F_3 = 210\,000\text{ N}$ zusammengesetzt, die sich nach Abb. 7-24 auf zwei Schnittflächen des Gelenkzapfens verteilt und in jeder eine Schubspannung von etwa $\tau_{\max} = 4,33\text{ N/mm}^2$ hervorruft. Nach zeitgenössischen Angaben (Bach, Material St 37, Belastungsfall III) sind etwa $\tau = 40\text{ N/mm}^2$ als zulässig anzusehen.

Die Druckspannungen in der Projektion der Tragfläche des Zapfens sind etwa $\sigma_D = 3,15\text{ N/mm}^2$, ein niedriger Wert.

Ein ungefährender Ansatz für die Biegespannungen im Zapfen gemäß Abb. 7-25 führt zu einer Biegespannung von $\sigma_{\max} = 12,5\text{ N/mm}^2$. Nach der gleichen Quelle wie oben dürften etwa $\sigma = 60\text{ N/mm}^2$ zulässig sein. Da $\sigma_{\max}$ und $\tau_{\max}$ an verschiedenen Stellen des Querschnitts auftreten, braucht man keine Vergleichsspannung zu bilden.

Zusammenfassend sieht man, dass die auftretenden Spannungen recht niedrig sein werden und die Konstruktion so großzügig ausgelegt ist, wie es im amerikanischen Lokomotivbau üblich war.

Im übrigen sieht man aus den Abbildungen, dass reichliche Druckflächen für die oben erwähnten Belastungen in z-Richtung vorgesehen sind. Auch die Berührungsflächen zwischen dem Zapfen und seinen Lagerflächen sind mit Buchsen versehen. Ob diese auf den Zapfen aufgeschraubt oder in den Lagern befestigt sind, ist nicht erkennbar, ebenso deutet nichts auf eine ballige Ausführung der in x-y-Richtung wirkenden Berührungsflächen hin, die immerhin denkbar gewesen wäre.

Es sei noch auf die in Abb. 7-21 erkennbare Gestaltung der Gelenkzapfen-Aufnahme hingewiesen, die der Kraftübertragung in den Rahmen sehr gut angepasst ist. Dies wäre bei einer Schweißkonstruktion kaum so möglich gewesen und zeigt den Vorteil der gegossenen Rahmen gerade hinsichtlich der Anpassung an die örtlichen Belastungen.

8 Leistungen

8.1 Einführung

8.1.1 Kennwerte der Leistungen

Die Lokomotive hat den Zweck, bei bestimmten Geschwindigkeiten bestimmte Zugkräfte auszuüben, wobei i.a. für beide möglichst hohe Werte anzustreben sind. Nebenbedingungen sind vor allem : Fahrbereich, Wirtschaftlichkeit im weitesten Sinn, Sicherheit. Eine Übersicht über den Stand der Technik der Lokomotive muß also auch Auskunft darüber geben, in welchem Maße die genannten Forderungen erfüllt werden konnten. Dem sind die Abschnitte 8 und 9 gewidmet. Abschnitt 8 befaßt sich der Leistung, insbesondere mit ihren Bestandteilen Zugkraft und Geschwindigkeit, deren Produkt ja die „Leistung“ im physikalischen Sinn ist.

Um für diese Werte eine einheitliche Datengrundlage zu haben, wurden alle Lokomotiven der Abb. Tab. 2-1, 2-2 und 2-4 nach dem gleichen Verfahren durchgerechnet, vgl. die Vorbemerkungen zu diesen Tabellen. Als Ergebnis erhält man für jede Maschine ein P, Z - v -Diagramm, wie es Abb. 8-1 als Beispiel für die DB-Personenzuglokomotive der Reihe 23 wiedergibt (lfd. Nr. 19 der Abb.Tab. 2.1). Dieses Diagramm enthält eine Fülle von Informationen und ist, nachdem man sich etwas darin eingedacht hat, auch sehr anschaulich. Für einen schnellen Vergleich verschiedener Maschinen ist es aber wenig geeignet. Dafür wurden vielmehr aus den Rechenergebnissen, die dem in Abb. 8-1 als Beispiel gezeigten Diagramm zu Grunde liegen, die im folgenden besprochenen spezifischen Werte ermittelt. Man bedenke dabei aber, daß eine Zusammenfassung von Daten zur Erhöhung der Übersichtlichkeit unvermeidlich auch zu einem gewissen Informationsverlust führt.

Man hätte auch andere Kennwerte und Darstellungen wählen können. So finden sich in der Literatur z.B. die sog. „Kennlinienfelder“ (aus denen zusätzlich noch Brennstoffverbräuche und Gesamtwirkungsgrade zu entnehmen sind), und mehr ins Einzelne gehende, auf Versuchsauswertungen aufbauende Darstellungen der Zugkraft bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Steigungen; siehe hierzu vor allem Düring (1979). An Stelle der Zugkraft wurde meist die Masse des Zuges in [t] angegeben, das ist für den Betriebsmann angenehm, aber physikalisch eher unbefriedigend. Denn einer bestimmten Zugmasse können je nach Wagentyp, Wetter, usw. sehr verschiedene Zugkräfte entsprechen. Deshalb wurden im Rahmen einer einheitlichen Neuberechnung – wie schon im Abschn. 2 beschrieben – die Zugkräfte berechnet und damit physikalisch einwandfreie Grundlagen geschaffen. Als Vergleichsgrundlage sind diese Werte weit besser brauchbar als eine Sammlung, Aufbereitung und Auswertung von Daten aus den verschiedensten Quellen. Will man allerdings Lokomotiven, die in den o.a. Tabellen nicht enthalten sind, mit diesen vergleichen, so muß man sie schon neu durchrechnen (siehe dazu Giesl-Gieslingen (1976) und Hartmann (2002)).

8.1.2 Indizierte Leistung / Gesamtmasse

Angegeben wird hierbei die spezifische, indizierte Leistung bei der günstigsten Geschwindigkeit je Einheit der Gesamtmasse von Lok und Tender, d.h. :

$$P'_{iL+T} = P'_i / G_{L+T} \text{ in der Einheit [kW / t]}$$

(Abschn. 8.2.1 und Abb. 8-2). Dies ist also die Leistung in [kW], die bei der günstigsten Geschwindigkeit (auf die der Index ' hinweist) auf eine Tonne [t] der Gesamtmasse G_{L+T} von betriebsbereiter Lokomotive und (soweit vorhanden) Tender entfällt. Bei der „günstigsten Geschwindigkeit“ hat die Maschine den geringsten *spezifischen* Dampfverbrauch (gemessen in kg Dampf je kW) und also ihre höchste Leistung. Als Leistung wurde dabei die „indizierte Leistung“ oder „Zylinderleistung“ P'_i gewählt. Sie ergibt sich aus dem Druckverlauf im Zylinder während einer Antriebsrad-Umdrehung. Um aus P'_i die für die Beförderung des Zuges wirklich nutzbare, effektive Leistung P'_e zu erhalten, muß P'_i um die Verluste vor allem aus Reibung aller Art und Luftwiderstand (beides von Lokomotive und Tender) vermindert werden. Man könnte also auch P'_{eL+T} berechnen; P_i und P_e sind beide in Abb. 8-1 eingetragen. P'_{eL+T} erscheint aber weniger geeignet : Würde man den Abzug für den Luftwiderstand – der beträchtlich ist, aber mit der Güte der eigentlichen Dampfmaschine nichts zu tun hat –, fortlassen, so würde die Leistungsfähigkeit der Lokomotive leicht in einem falschen Licht erscheinen. All' dies gilt sinngemäß auch für die Zugkraft am

Tenderhaken Z_i und Z_e . Man muß sich also bei Betrachtung der folgenden Zahlenwerte immer vor Augen halten, daß weder P_i noch Z_i für die Zugförderung ohne weiteres verfügbar sind. Siehe zu dieser Frage auch die Abschnitte 8.1.5 und 8.2.4. Auch die Wahl von G_{L+T} als Bezugsgröße sei erläutert: Leistung und Zugkraft werden von der eigentlichen Lokomotive erzeugt, der Tender ist daran nicht beteiligt. Für die betriebliche Verwendbarkeit der Maschine ist er aber sehr wichtig, denn seine Größe entscheidet wesentlich über die Strecken und Zeiten, die zwischen dem Anlaufen eines Betriebswerkes bzw. einem längeren Aufenthalt zum Wasserfassen liegen dürfen. Ein großer Tender bietet hier immer Vorteile, macht aber andererseits den Kennwert P'_{iL+T} relativ klein. Die seinerzeit in Großbritannien und Amerika auf manchen Strecken vorhandenen Wassertröge (s. Abschn. 4.2.7) entschärften diese Frage etwas, schufen aber natürlich neue Schwierigkeiten, die jedoch außerhalb der Lokomotive im engeren Sinne lagen.

8.1.3 Indizierte Leistung / Reibungsmasse

Ungeachtet der oben für die Verwendung von G_{L+T} als Bezugsgröße genannten Gründe kann man natürlich auch die Reibungsmasse G_R als Bezugsgröße benutzen. Man bekommt dadurch andersartige Aufschlüsse über die betrachteten Maschinen:

$$P'_{iR} = P'_i / G_R \quad \text{in [kW / t]}$$

Dieser Kennwert ist hier in Abschn. 8.2.2 besprochen und in Abb. 8-3 dargestellt. Mit welchem Wert man arbeitet, richtet sich nach dem Einzelfall.

8.1.4 Indizierte Zugkraft / Reibungsmasse

Ähnlich wie mit P'_i in 8.1.2 und 8.1.3, kann man auch mit Z'_i entsprechende Auswertungen vornehmen. Wie Bild 8-1 zeigt, ist die Zugkraft Z_i oder Z_e stark von der Geschwindigkeit abhängig, sie wächst mit geringer werdender Geschwindigkeit. Am größten und praktisch konstant ist sie unterhalb der Reibungsgeschwindigkeit v_R (In diesem Bereich führt eine Vergrößerung der Kolbenkraft – die an sich möglich ist – zum Durchdrehen der Antriebsräder und damit zum Zusammenbruch der Zugkraft). Dort gehorcht sie praktisch etwa dem Coulomb'schen Reibungsgesetz, d.h.

$$Z_{eR} = G_R \cdot g \cdot \rho$$

wobei für ρ der Wert 0,19 der in Deutschland seinerzeit meist verwendete Überschlagswert ist. Will man Z in [N] haben und hat G_R in [t] ($1 \text{ t} \leftrightarrow 1000 \text{ kg}$), so ist mit $g = 10,0 \text{ m/s}^2$ in diesem Bereich also:

$$Z_{eR} = G_R \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 0,19 \quad \text{in [N]}$$

Nach der grundlegenden Definition ist Leistung „Kraft mal Geschwindigkeit“, wobei die Kraft parallel zur Richtung der Bewegung wirken muß. Nimmt die Geschwindigkeit zu, so muß also bei gleichbleibender Leistung (die vom Kessel angebotene Leistung ist ja begrenzt, und es wird seine Höchstleistung angenommen) die Zugkraft abnehmen. Dies ist der wesentliche Grund für den Abfall der Zugkraft bei zunehmender Geschwindigkeit, wie ihn Abb. 8-1 sehr deutlich zeigt. Besonders interessant ist natürlich die Zugkraft im Bereich der Dienstgeschwindigkeit der Lokomotive. Letztere wird nach verschiedenen, z.T. von der Lokomotive ganz unabhängigen Gründen festgesetzt, deshalb kann hier nicht darauf Bezug genommen werden. Da aber die günstigste Geschwindigkeit beim Entwurf der Maschine stets in die Nähe der Dienstgeschwindigkeit gelegt wird (worauf man in Europa weit mehr achtete als in Amerika), ist hier noch der Wert:

$$Z'_{iR} = Z'_i / G_R \quad \text{in [N / t]}$$

die spezifische Zugkraft am Tenderhaken, berechnet und in Abb. 8-4 aufgetragen worden. Würde man hier Z'_i durch G_{L+T} dividieren, so erhielte man ein ähnliches Bild mit anderen Zahlen. Da aber Z doch wesentlich mit der Reibungs- und kaum mit der Gesamtmasse zusammenhängt – siehe oben die Gleichung für Z_{eR} –, wurde die Division durch G_R gewählt.

Es ist zu beachten, dass die Darstellungen 8-2 bis 8-4 sich auf die Verhältnisse bei der günstigsten Geschwindigkeit v' beziehen und daher mehr oder weniger theoretischer Natur sind, da v'

i.a. über dem Geschwindigkeitsbereich liegen, der im praktischen Dienst vorkommt. Auch ist dort die Zugkraft der Lokomotive meist viel zu gering, um einen Einsatz zu erlauben. Deshalb sind anschließend noch einige Werte zusammen gestellt, die sich auf den Bereich unterhalb v' beziehen und von P_e und Z_e ausgehen.

8.1.5 Verhältnisse mit P_e

Von praktischer Bedeutung sind also die effektiven Werte der Leistung P''_e bei der Geschwindigkeit v'' (d.i. die Geschwindigkeit, bei der $P_e = P_{e\max}$ ist) und der Zugkraft am Tenderhaken Z''_e , bei der gleichen Geschwindigkeit. Für die praktische Verwendung einer Lokomotive kann daher eine Betrachtung darüber aufschlussreich sein, wie das Verhältnis v'' / v' ist. Auch die Lage von v'' zu einer häufig gefahrenen Geschwindigkeit (hier wurde dafür $v_{100} = 100$ km/h gewählt), d.h. das Verhältnis v'' / v_{100} , gibt manche Aufschlüsse.

Weiterhin haben wir Kennwerte für den Verlauf der Z_e -Kurve zusammengestellt, nämlich ihre dimensionslose Größe bei den Geschwindigkeiten v' und v'' , d.h. die Verhältnisse Z'_e / Z_{eR} und Z''_e / Z_{eR} . Als Vergleichsgröße wurde dabei die effektive Zugkraft am Tenderhaken bei der Reibungsgeschwindigkeit v_R gewählt, also die Größe Z_{eR} , die man sich nach der Formel in Abschn. 8.1.4 ausrechnen kann.

Die vorstehend genannten Zahlen erhält man alle aus dem $P, Z - v$ - Schaubild nach Abb. 8-1, in dem die verwendeten Bezeichnungen eingetragen sind. Die Darstellung dieser Schaubilder für alle hier besprochenen Lokomotiven würde den Rahmen dieser Arbeit aber über Gebühr ausdehnen.

Von Bedeutung sind ferner einige Wirkungsgrade. Dafür haben wir zwei mechanische Wirkungsgrade η_{mech} ausgewählt :

η'_{mech} ist das Verhältnis P'_e / P'_i , d.h. die effektive Leistung bei der günstigsten Geschwindigkeit v' dividiert durch die indizierte Leistung bei v' . U.a. weil P'_e stets sehr klein ist, ist η'_{mech} ein ziemlich theoretischer Wert (wenn auch als solcher unverzichtbar). Für die Verwendbarkeit der Lokomotive ist aber aussagekräftiger der Wirkungsgrad bei der max. effektiven Leistung $P'' = P_{e\max}$:

η''_{mech} ist das Verhältnis P''_e / P''_i

Zum Gesamtwirkungsgrad η_{ges} der einzelnen Lokomotiven können wir mangels Unterlagen keine konkreten Angaben machen. Diesen bekommt man, wenn man von der aus der Kohle freisetzbaren Energie E_0 die folgenden Beträge abzieht : a) Verluste in der Dampfmaschine (einschl. Reibung und Luftwiderstand), b) Eigenbedarf der Lokomotive, c) Verluste im Kessel, und das Ergebnis durch E_0 dividiert. Eine allgemeine, besonders anschauliche Darstellung dieser Größen zeigt Abb. 8-5, Text dazu in Abschn. 8.2.4 .

8.2 Stand der Technik

Die folgenden Schaubilder Abb. 8-2, 8-3 und 8-4 stellen die jeweiligen Kennwerte zunächst als Punkthaufen dar, in denen jeder Punkt als der betr. Wert einer bestimmten Lokomotive aus den Abb.Tab. 2-1 oder 2-4 gekennzeichnet ist. Um diesen Punkthaufen etwas zu ordnen und verständlicher zu machen, sind für sinnvolle Gruppen nach Augenmaß Mittelwertlinien eingetragen. Diese Linien sind – unter Berücksichtigung des Streubereiches – als „Stand der Technik“ für den jeweiligen Kennwert anzusehen. Man könnte dafür auch einfache mathematische Ausdrücke setzen, jedoch scheint uns das wenig hilfreich zu sein. Besser ist es, die Entstehung dieser Linien in jedem Einzelfall zu verfolgen und sich ein Bild von dem Streubereich zu machen. Danach kann man dann beurteilen, wie gut eine bestimmte Maschine in den „Stand der Technik“ passt.

8.2.1 Indizierte Leistung / Gesamtmasse

In Abb. 8-2 ist der Kennwert $P'_{iL+T} = P'_i / G_{L+T}$ [kW / t] (nach 8.1.2) aufgetragen. Die Linie (1) erfasst in sehr guter Näherung die ausgewerteten Tenderlok. (2) vertritt ähnliche Lokomotiven mit Schlepptender. Man erkennt dabei, die Überlegenheit der Tenderlok : Z.B. ist für eine Gesamtmasse $G_{L+T} = 90$ t der Leistungskennwert P'_{iL+T} größenordnungsmäßig bei der Tenderlok etwa

10,3 kW / t, bei der Schlepptenderlok etwa 5,5 kW / t. Deshalb ist dort, wo man mit den geringen Vorräten der Tenderlok leben kann, diese i.a. vorzuziehen, was in Europa gern, in Amerika so gut wie nie geschah.

Die Linie (3) gilt für größere, vorwiegend amerikanische Schlepptenderlok, diese könnte man z.T. auch (2) zurechnen. Auffällig ist aber jedenfalls, dass die Werte von (3) und den weiteren Linien bei wachsenden Massen G_{L+T} kleiner werden, im Gegensatz zu (1) und (2). Dieser Sachverhalt ist so zu erklären :

Bei den relativ leichten Maschinen nach (1) und (2) kann man bis zu den höchsten G_{L+T} die Kessel ohne besondere Massenbeschränkung ausführen, was dann auch P'_i und P'_{iL+T} entsprechend größer werden lässt. Die Kessel der schwereren Maschinen nach (3) bis (6) liegen aber schon an der von dem Lichtraumprofil gesetzten Grenze (siehe dazu Abschn. 4.1.3), was dazu führt, dass ihre Leistung P'_i kaum noch, und die spez. Leistung P'_{iL+T} gar nicht mehr zu steigern ist, letztere sogar abfällt.

Dies gilt auch für die Mittelwertlinien (4), (5) und (6), letztere betrifft die Gelenklok, während (4) und (5) die Kennwerte von mittelschweren und schweren Starr-Rahmen-Lok angeben.

8.2.2 Indizierte Leistung / Reibungsmasse

Der Kennwert $P'_{iR} = P'_i / G_R$ nach 8.1.3 ist in Abb. 8-3 aufgetragen. Es ist klar, daß hierbei die Lokomotiven, bei denen die Reibungsmasse relativ klein ist (das ist bei Vorhandensein von vielen Laufachsen der Fall, d.h. besonders bei Schnellzuglokomotiven), einen hohen Wert liefern, während umgekehrt z.B. die laufachslose Verschiebelok Nr. 22 wesentlich niedriger liegt. Die Punkte ordnen sich daher ganz anders als in Abb. 8-2. Das Schaubild zeigt dies sehr deutlich. Das Vorhandensein oder Fehlen eines Tenders, spielt hier natürlich keine Rolle. Es sind wieder nach Augenschein vier Mittelwert-Geraden eingezeichnet :

Die Linie (1) beschreibt die leichteren Lokomotiven, vorwiegend aus Europa. Das Ansteigen dieser Linie mit G_R erklärt sich genau so, wie in Abschn. 8.2.1 für die Linien (1) und (2) erläutert wurde. Der Abfall der Linie (2) (schwere Schnellzug- und Schnellgüterzuglok) wurde ebenfalls in Abschn. 8.2.1, dort für die Linien (4) und (5) erklärt. Die Linien (3) (schwere Güterzuglok) und (4) (Gelenklok) verlaufen in Abb. 8-3 fast horizontal, was bedeutet, dass bei solchen Maschinen P'_i und G_R auch bei unterschiedlicher Größe von G_R etwa im gleichen Verhältnis zueinander stehen. Der Abfall der entsprechenden Linien in Abb. 8-2 ist also vor allem auf die Tendermasse zurückzuführen.

8.2.3 Indizierte Zugkraft / Reibungsmasse

Der in 8.1.4 näher besprochene Kennwert $Z'_{iR} = Z'_i / G_R$ ist in Abb. 8-4 zeichnerisch dargestellt worden. Man erkennt :

Die Linien (1) bis (4) geben alle die Zugkraft bei der günstigsten Geschwindigkeit an, die ja sehr klein ist, da hierbei die Geschwindigkeit sehr groß ist. Eben deshalb sind Z'_i und Z'_e ja eher theoretische Werte, deren Bedeutung man nicht überschätzen darf.

Für die Beurteilung der praktischen Brauchbarkeit einer Lokomotive ist daher die effektive Zugkraft Z_e wesentlich wichtiger. Darüber wird im folgenden Abschnitt gesprochen.

8.2.4 Verhältnisse mit P_e

In der folgenden Abb. Tab. 8-6 sind die in Abschn. 8.1.5 genannten Verhältnisse – außer den Wirkungsgraden – angegeben. Zusätzlich ist in Zeile 5 noch das Verhältnis v_R / v' eingetragen.

Zeile	Text	Europa (Kontinent)	Amerika, einschl. England
1	v'' / v'	0,55 - 0,65	0,4 - 0,5
2	v'' / v_{100}	0,58 - 0,66 - (0,75)	0,8 - 0,9
3	Z'_e / Z_{eR}	0,19 - 0,30	leichte Schnellzuglok 0,03 - 0,10 sonstige Lok 0,15 - 0,26
4	Z''_e / Z_{eR}	0,45 - 0,60	0,45 - 0,55
5	v_R / v'	0,20 - 0,28	0,18 - 0,22

Abb. Tab. 8-6 Ausgewählte Verhältnisse
JH

Hinzuweisen ist hier auf die Zahlen in Zeile 1 : Sie zeigen deutlich, wie in Amerika die Geschwindigkeit v'' weiter von v' entfernt liegt als in Europa. Daher sind auch die effektiven Zugkräfte Z'_e und Z''_e kleiner gegenüber Europa. siehe Zeilen 3 und 4 . Siehe zu dieser Frage vor allem Abschn. 5.1.a). Andererseits liegt P''_e in Amerika näher an der Geschwindigkeit v_{100} , was vorteilhaft ist.

Die mechanischen Wirkungsgrade η'_{mech} und η''_{mech} sind in dem Schaubild Abb. 8-7 aufgetragen. Man erkennt den ausschlaggebenden Einfluß des Luftwiderstandes bei den höheren Geschwindigkeiten v' . Bei v'' ist er noch wenig wirksam. Aber man muß natürlich bedenken, dass dort die Leistung der Maschine noch nicht ihren Höchstwert erreicht hat – bei in allen Fällen gleicher Kesselleistung !

Zu der Darstellung des thermischen Wirkungsgrades der drei wichtigen Traktionsarten siehe Abb. 8-5 aus Henschel (1960). Weitere Angaben zum thermischen Wirkungsgrad macht Kiefer (1948/49) auf Seite 60 :

Antrieb	Diesel-E	E-Oberlgtg	Gas-Turbo-E	Dampf-Turbo-E	Dampf
Therm.Wirkungsgrad [%]	22	17	16 1)	10 2)	6 3)

- 1) Kohlenstaub-Gas-Turbine mit elektr. Übertragung (Schätzwert)
- 2) Dampfkessel mit Kohlenstaub-Feuerung
- 3) Kolben-Dampf-Lokomotive

Abb. Tab. 8-8 Gesamtwirkungsgrad
nach Kiefer (1948/49)

Die Zahlen von Abb. 8-5 und Abb. Tab.8-8 sind nicht ohne weiteres zu vergleichen, da die Berechnungsgrundlagen offenbar sehr unterschiedlich sind. Davon abgesehen leuchtet uns das Verhältnis von Diesel-Elekt.-Antrieb und E-Antrieb aus der Oberleitung nicht ohne weiteres ein.

Beide Abbildungen zeigen aber deutlich die Unterlegenheit der Stephenson'schen Dampflokomotive. Diese ist sowohl physik- wie auch größenbedingt :

Die physikalische Bedingtheit ist in dem geringen Temperatur- wie auch Druckgefälle begründet, das eine Kolbendampfmaschine nur verarbeiten kann. Bei dem Dieselmotor und der Kraftwerksturbine sind beide wesentlich größer.

Die Größenbedingtheit äußert sich vor allem in der Größe der externen Energiequelle der elektrischen Lokomotive, also der Kraftwerksturbine, deren Leistung in der Größenordnung des 50-fachen der Höchstleistung einer Dampflokomotive liegt. Das allein führt aus mehreren Gründen schon zu einem erheblich wirtschaftlicheren Betrieb. Dieser wird weiter verbessert durch verschiedene Vorkehrungen, die auf der Dampflokomotive aus Raum- und Gewichtsgründen nicht möglich sind, wie z.B. Zwischenüberhitzung, Verbrennungsluft-Vorwärmung und dgl..

9 Einsatz und Erhaltung

9.1 Einsatz : Fahrtstrecken und Verfügbarkeit

9.1.1 Einführung

An dieser Stelle soll über die erreichten, täglichen Fahrtstrecken und über die Verfügbarkeit der Lokomotiven gesprochen werden. Auch für diese Werte gibt es nur wenige Veröffentlichungen, gerade auch aus der letzten Zeit. Deshalb bleibt nichts übrig, als einige Zahlen zu nennen und ganz vorsichtig zu verallgemeinern.

Setzt man die technische Zuverlässigkeit einmal voraus, so waren etwa folgende Randbedingungen für die tatsächlich zu erzielenden Fahrtstrecken maßgebend. Siehe dazu insbesondere Cox (1966) :

- a) Aschkastenentleerung und Feuerreinigung nach etwa 480 km bei schmalen Rosten bzw. etwa 650 km bei breiten Rosten.
- b) Ergänzung des Kohlevorrates nach etwa 400 km. Diese Strecke ist aber stark abhängig von u.a. Zuglast, Streckencharakter, Stehzeiten, Kohlequalität, Tendergröße. Bei Ölfeuerung entfällt diese Randbedingung praktisch.
- c) Ergänzung des Wasservorrates nach etwa 300 km, mit den gleichen Vorbehalten wie bei der Kohle. In Großbritannien hatte man meist Tender mit wesentlich kleinerem Wassertank als auf dem Kontinent. Sie konnten aber während der Fahrt Wasser aus zwischen den Schienen liegenden Trögen aufnehmen, so daß diese Randbedingung entfiel und wegen des leichteren Tenders die effektive Zugkraft der Lokomotive größer ausfiel. Die Tröge waren aber aufwendig in der Unterhaltung, wohl deshalb haben sie sich auf dem Kontinent nie einführen können, wir wissen auch kaum etwas über ihre Verbreitung. Ähnlich war es in Amerika, wo allerdings auch Tender mit Schöpfereinrichtung meist sehr groß waren, offenbar sollten die Maschinen überall eingesetzt werden können.
- d) Auswaschen des Kessels (d.h. Beseitigen des Kalkschlammes) je nach Güte des Wassers und seiner Aufbereitung etwa alle 7 bis 30 Tage, wofür mindestens ein ganzer Tag verloren geht.
- e) Schlepptenderlokomotiven müssen i.a. zwischen Hin- und Rückfahrt gewendet werden.
- f) Zwischen zwei Leistungen muß eine gewisse Pufferzeit vorgesehen werden, damit nicht jede Verspätung den Einsatzplan umstößt.
- g) Um hohe Tagesleistungen zu erzielen, muß nach Ankunft der Lokomotive am Zielort immer ein passender Zug im Fahrplan sein. Das ist organisatorisch oft nur schwer zu erreichen.
- h) Die nach bestimmten Fristen und/oder km-Leistungen vorgeschriebenen Untersuchungen, für die genaue Stufenpläne bestanden, führten dazu, daß jede Maschine jährlich einige Wochen für den Betrieb ganz ausfiel.

Alle diese Randbedingungen (von denen f), g) und h) in ähnlicher Weise für die anderen Traktionsarten auch gelten) führten dazu, daß eine Dampflokomotive einerseits nur in Ausnahmefällen etwa 1 300 km/Tag erreichte, andererseits kaum mehr als 300 Betriebstage im Jahr hatte, letzteres entspricht einer Verfügbarkeit von etwa 82 %. Zumindest in der Vorkriegs- und Kriegszeit lagen die Zahlen meist ganz wesentlich darunter. So teilt Witte (1960) mit, daß die Einheits-Schnellzug-Lokomotive 01 001 in ihrem 29 Jahre dauernden Leben eine durchschnittliche jährliche Laufleistung von etwa 100 000 km gehabt habe, was bei 300 Betriebstagen im Jahr etwa 330 km/Tag entspricht. Andererseits habe diese Maschine im Jahr 1960 noch bis zu 29 000 km/Monat gelaufen, d.h. wirklich etwa 1 200 km/Betriebstag. Alle diese Zahlen werden u.a. von Henschel (1960), S. 141, bestätigt.

9.1.2 Stand der Technik

Stand der Technik – Europa

Die letzten Angaben führen schon in die Zeit nach dem Kriege, in der die größten Anstrengungen gemacht wurden, um große Leistungen aus den Maschinen herauszuholen. Dies geschah allerdings (jedenfalls im deutschen Bereich) auf Kosten einer wirksamen Erhaltung der Lokomotiven. Nach Schwarzkopf (1961) sind Laufleistungen von 600 - 900 km/Betriebstag bei ausgesprochenen Langläufen oft erreicht worden. Es handelte sich dabei um die grundumgebauten Maschinen, die in Tabelle 2-2 unter der lfd. Nr. 35 aufgeführt sind, und die wir ebenfalls als letzten Stand der Technik ansehen

können. Für die eigentlichen Neubauloks sind kaum Zahlen veröffentlicht worden. Nach Einsicht in Betriebsbücher verschiedener Maschinen der DB-Reihe 23 (Tabelle 2-1, lfd. Nr. 19), lagen die Tagesleistungen dieser Maschinen in der zweiten Hälfte der 60er-Jahre immer nur zwischen 200 und 300 km/Betriebstag. Dies war allerdings im Personenzugdienst, wo – ebenso wie im Güterzugdienst – kurze Zugläufe mit niedriger Reisegeschwindigkeit und langen Stehzeiten organisatorisch schwer zu vermeiden sind. Ebenfalls aus dem Personenzugdienst stammen Angaben von Endisch (2000), nach denen Maschinen der DR-Reihe 23.10 (Tab. 2-1, lfd.Nr. 23) nicht selten Leistungen von 550 km/Betriebstag und mehr erreichten. Dies geschah bei Vorliegen besonders günstiger Einsatzverhältnisse, insbesondere bei langen Zugdurchläufen – wie sie bei der DR gerne gefahren wurden – mit mäßig schweren Zügen.

An anderer Stelle, Witte (1958), wird mitgeteilt, daß alle Dampflokomotiven der DB im Durchschnitt 1956 und 1957 225 km/Betriebstag zurücklegten. Danach hätten die oben genannten Neubaulokomotiven also schon etwas über dem Durchschnitt gelegen.

Aus dem Ausland sind noch weniger Zahlen bekannt. Aus Cox (1966) kann man aber im wesentlichen eine Bestätigung der vorstehenden Werte entnehmen. Er weist darauf hin, daß es hinsichtlich der Tages- und Jahresleistungen kaum Unterschiede zwischen den alten und den Neubautypen gab, was zeigt, daß diese Leistungen hauptsächlich organisatorisch bedingt waren. Deshalb ist es nicht überraschend, daß seinerzeit die E- und Dieselloks i.a. auch keine besseren Werte aufzuweisen hatten.

Interessant sind Angaben, die nach zehnjährigem Einsatz von acht Lokomotiven der BR-Reihe 70 (Tab. 2-1 lfd.Nr. 1) in schwerem Schnellzugdienst gemacht wurden : Danach lief jede dieser Maschinen im Jahresdurchschnitt etwa 113 000 km (mit nur geringen Schwankungen), was gut zu der von Witte genannten Zahl für die Lok 01 001 paßt. Man muß sich aber doch vor Augen halten, daß auch diese Leistung nur einem Tagesdurchschnitt von etwa 380 km entspricht. Immerhin wurde sie von acht Maschinen während zehn Jahren gefahren, ist also als regelmäßig durchzuhaltende Leistung anzusehen.

Jedenfalls ist als Stand der Technik festzustellen, daß die Dampflokomotive alle Tagesfahrstrecken leisten konnte, die organisatorisch überhaupt machbar waren. Ihre Verfügbarkeit lag dabei in der Größenordnung von 65 bis 80 % .

Im Zusammenhang mit der Verfügbarkeit wird manchmal auch die „störungsfreie Laufleistung“ genannt, darunter verstand man die Fahrtstrecke zwischen zwei Störungen, die die Gestellung einer Ersatz-Lokomotive nötig machten. Hierfür nennt Witte (1958) für das Jahr 1957 98 000 km. Diese Zahl gilt für den gesamten Dampflo-Bestand der DB.

Stand der Technik – Amerika

Kiefer (1948/49) hat auf den Seiten 37 bis 44 Dampf- und Dieselpetrieb im Reisezugverkehr sehr sorgfältig miteinander verglichen. Dazu wurden 2 Diesel- und 6 Dampflokomotiven (2'D2' h 2) von jeweils etwa gleicher Nennleistung fünfzehn Tage lang in dem gleichen Dienst eingesetzt und dabei besonders gut gewartet, mit dem Ziel, das Höchstmaß an Laufleistung und Verfügbarkeit zu ermitteln. Kiefer hat die Ergebnisse dieses 15-Tage-Versuchs dann auf ein Jahr hochgerechnet und dabei insbesondere berücksichtigt, dass im Winter nicht die gleichen Leistungen erreichbar sind. Er weist überhaupt immer wieder auf die besondere Frostempfindlichkeit der Dampflokomotiven hin, von der man in Deutschland sonst kaum sprach – mit der Ausnahme der Kriegserfahrungen in Russland ! Er nimmt dann für die Hochrechnung bei den durchschnittlichen Tages-Laufleistungen der Diesel-Loks einen Abzug von etwa 2 % gegenüber dem 15-Tage-Versuch vor, bei den Dampfloks dagegen von etwa 8 % und kommt auf folgende Zahlen :

Zeile	Text	Diesel	Dampf
1	mittlere Laufleistung [km / Tag]	1 420	1260
2	mittlere Verfügbarkeit [%]	74,2	69,0

Eine gleich aufgebaute Untersuchung auf den Seiten 44 bis 45 für den Güterzugverkehr ergab folgende Zahlen :

Zeile	Text	Diesel	Dampf
1	mittlere Laufleistung [km / Tag]	530	450
2	mittlere Verfügbarkeit [%]	73,5	65,7

In der Quelle sind hierzu noch ausführliche Erläuterungen enthalten. Natürlich werden die meisten Lokomotiven auch in Amerika normalerweise wesentlich geringere Tages-Laufleistungen erbracht haben. So finden wir bei Kiefer (1948/49) vermerkt, dass man auf der etwa 50 km langen, elektrifizierten Vorortstrecke NewYork – Harmon für die einfache Fahrt mit 1,5 Lokomotiv-Stunden rechnen musste, und normalerweise machte eine Lokomotive nur 2 Umläufe pro Tag, also etwa 200 km.

Andererseits zeigt ein Vergleich mit den Angaben der 01 001 am Ende von Abschn. 9.1.1, dass schon die „alten“ Einheitslok der DRG gelegentlich zu den gleichen Leistungen fähig waren. Man wird also eine mittlere Tages-Laufleistung von etwa 1 200 km als Stand der Dampfloktechnik anzusehen haben, immer mit der Einschränkung, dass solche Leistungen möglich, aber nicht die Regel waren.

9.2. Erhaltung

9.2.1 Einführung

Die Erhaltung des Fahrzeugbestandes war immer ein Gebiet, das von den Bahnverwaltungen einerseits sorgfältig beobachtet wurde, weil sich auf ihm Schwachpunkte aller Art am deutlichsten abzeichnen, über das man aber andererseits öffentlich kaum sprach - vermutlich vor allem aus dem gleichen Grund. Im übrigen handelt es sich hier ja auch um ein für den Nichtfachmann recht trockenes und schwer durchschaubares Thema.

In Deutschland - und im Ausland war es im Prinzip nicht viel anders - erhielt jede einzelne Lokomotive ein Betriebsbuch, in dem u.a. alle durchgeführten Werkstattarbeiten (mehr oder weniger genau !) vermerkt wurden. Außerdem gab es die sog. „Werkskarten“, die von den (sämtlich bahneigenen) Ausbesserungswerken für jede Maschine geführt wurden und in denen neben der Art der Einzelarbeiten auch deren Kosten festgehalten wurden. Aus der Auswertung dieses außerordentlich umfangreichen Datenbestandes (damals ohne EDV !) konnte die Verwaltung feststellen, wo die konstruktiven, betrieblichen und wirtschaftlichen Stärken und Schwächen jeder Baureihe lagen, und auf dieser Grundlage über die Art und Weise entscheiden, in welcher der Fahrzeugbestand erhalten oder/und verändert werden sollte. Düring hatte Zugang zu diesem Material, soweit es die Vorkriegs- und z.T. Kriegszeit betraf, und hat es in den sehr lesenswerten Büchern Düring (1972) und Düring (1979) verwendet.

Da für die Nachkriegszeit derartige Unterlagen nicht zu ermitteln waren - wahrscheinlich überhaupt nicht mehr erstellt worden sind - kann der Stand der Technik hier nur ganz unvollständig qualitativ angedeutet werden. Kritische Bauteile waren von jeher vor allem : Stehbolzen, Kesselrohre, Feuerbüchse, der Kessel als Ganzes, Achslager und Achslagerführungen, Stangenlager, Antriebsradsätze (vor allem wegen Speichenbrüchen und Unrundheiten), Rahmen. Die hierfür vorliegenden Berichte sind im folgenden zusammengefaßt, wobei vor allem von veröffentlichten Betriebsbüchern – Betr.buch 18 451 (o.J.), Betr.buch 05 002 (o.J.) – Gebrauch gemacht werden konnte. Danach läßt sich für die Vorkriegs- und Kriegszeitlokomotiven feststellen :

- a) Die Lokomotiven waren an etwa 0,75 der Kalendertage in Betrieb, die Verfügbarkeit war etwas höher, da auch eine betriebsfähige Lok immer wieder einmal einen Tag stand.
- b) Etwa alle 100 000 km mußten alle Kesselrohre gewechselt werden, Erneuerungen von Stehbolzen waren laufend notwendig.
- c) Etwa alle zwei Jahre wurden alle Achs- und Stangenlager neu ausgegossen.
- d) Mehrfach wurden alle Radsätze getauscht. Zeitweilig geschah dies ebenfalls im Abstand von nur zwei Jahren. Als Grund nehmen wir an, dass dann ein Abdrehen der Radreifen nötig war, überschlägig also nach etwa 180 000 km Laufleistung. Dabei wurden dann auch Speichenbrüche geschweißt. Bei der Lok 05 002, bei der wohl wegen ihrer besonderen An-

triebsräder von 2 300 mm Durchmesser kein Tausch möglich war, wurden später sehr viele „Anbrüche an den Radsternen“ geschweißt (vermerkt sind 93 Fälle, die alle in den letzten vier Lebensjahren der Maschine auftraten). Speichenanbrüche sind auch für die grundumgebauten 01.5-Maschinen (s. Abb. Tab. 2-2, lfd. Nr. 36, Weißbrod (1976)) erwähnt und waren sicher bei allen Maschinen mit zunehmendem Alter ein typisches Problem der Dauer-Wechselfestigkeit.

- e) Über die Kesselarbeiten, die zweifellos umfangreich waren, geben die genannten Quellen nur die unter b) genannten, sehr pauschalen Auskünfte.

Für die Nachkriegszeit zeigt sich eine andere Quellenlage. Wie schon mehrfach ausgeführt wurde, hatten die meisten Verwaltungen an den Dampflokomotiven sehr bald nur noch ein ganz geringes Interesse, schon gar nicht an ihrer Weiterentwicklung. Eine sorgfältige Erhaltung (auch der Neubaulokomotiven) hat bald kaum noch stattgefunden, an Ausbesserungen wurde nur noch das gemacht, was zur Erhaltung der Betriebssicherheit und Fahrfähigkeit unumgänglich nötig war. Da wurden dann auch Betriebsbücher kaum noch geführt und an einer genauen Statistik der Erhaltungskosten war niemandem mehr gelegen. Aus diesem Grund können hier für die Neubaulokomotiven nur vage, qualitative Angaben gemacht werden, am besten unterrichtet uns noch Cox (1966).

9.2.2 Stand der Technik

Stand der Technik – Europa

Cox (1966) berichtet u.a. über die Fahrstrecken zwischen den planmäßigen Ausbesserungen. BR unterschied da zwischen „general repairs“ (gr), bei denen u.a. ein Kesseltausch stattfand, und „intermediate repairs“ (ir), bei denen das nicht der Fall war. Für beide wurden die Maschinen den Ausbesserungswerken zugeführt (diese waren in Großbritannien zugleich die Erbauer und gehörten der Bahngesellschaft), zwischendurch nahmen die Betriebswerke außerdem kleinere Reparaturen vor. Meistens wechselten „gr“ und „ir“ einander ab. In der Abb.Tab. 9-1 sind kennzeichnende Zahlen der Laufstrecken zwischen zwei Ausbesserungen für einige ausgewählte BR-Neubaulokomotiven für das Jahr 1957 angegeben. In diesem Jahr war der Betrieb mit den neuen Maschinen schon voll vertraut, andererseits waren sie noch relativ jung und in gutem Zustand. Die Quelle enthält erheblich mehr Material, welches allerdings gelegentlich nicht ganz eindeutig ist. Außer den nackten Zahlen entnimmt man den Ausführungen von Cox noch folgendes :

- a) Die Schnellzugmaschinen hatten erheblich größere Laufstrecken zwischen den Planausbesserungen als die kleineren Maschinen.
- b) Diese Tatsache ist zum guten Teil darauf zurückzuführen, daß eine Planausbesserung nicht nur nach einer bestimmten Laufstrecke (Verschleißschäden), sondern auch zeitabhängig anstand (Korrosionsschäden). Das führt bei den kleineren und langsameren Maschinen ganz von selbst zu geringeren Laufleistungen zwischen den Ausbesserungen (siehe auch Abschn. 9.1).
- c) Insgesamt waren die Ausbesserungsintervalle offenbar gut abgestimmt, denn es zeigte sich, daß die Ausbesserungskosten je gefahrene Meile bei allen Lokomotivtypen etwa in der gleichen Größenordnung lagen.
- d) Mit der gebotenen Zurückhaltung wird man sagen dürfen, daß die Laufstrecken von Abb.Tab. 9-1 auch für die anderen Lokomotiven zutreffen und damit den Stand der Technik darstellen.

Auf Kostenangaben – wie sie Düring (1972) bringt – verzichten wir bewußt, weil sie nicht nur von der laufenden Geldentwertung sondern auch von der unterschiedlichen maschinellen Ausrüstung der betr. Ausbesserungswerke und ähnlichen Faktoren bestimmt werden und deshalb heute kaum noch richtig bewertet werden können.

Wie schon erwähnt, sind für die übrigen, nichtbritischen Verwaltungen nur sehr wenige Unterlagen über Aufwendungen für die Erhaltung der Neubaulokomotiven bekannt geworden. Es kann daher hier nur auf die DB Bezug genommen werden und auch das nur qualitativ.

Die besonders anfälligen Punkte der Dampfloks, wie sie in Abschn. 9.2.1 aufgezählt wurden, fanden sich auch bei den Neubaulokomotiven, da es hier gegenüber den Vorkriegsmaschinen kaum Änderungen gegeben hatte. Eine wichtige Ausnahme bilden aber die Achs- und Triebwerks-Lager. Soweit die Maschinen mit Wälzlagern ausgerüstet waren, war der Erhaltungsaufwand für diese zuletzt fast Null. In Niederstraßer (1977) ist in etwa elf Betriebsjahren für die Lokomotive 23 105 nur ein einziger

Lagertausch angegeben, bei anderen Maschinen der DB-Reihe 23 (Abb. Tab. 2-1, Nr. 19) waren es z.T. mehr, doch insgesamt scheint an dieser Stelle ein großer Fortschritt erzielt worden zu sein. Allerdings kann auch hier von einer langjährigen Bewährung an wirklich vielen Maschinen noch nicht gesprochen werden und wie dabei die Kostenseite aussah, wissen wir schon gar nicht (Cox läßt die Frage nach der Wirtschaftlichkeit von Wälzlagern ausdrücklich offen). Interessant ist aber, daß es bei diesen Lokomotiven nicht selten Schäden an den Kreuzkopfbolzenlagern gab, den einzigen wichtigen Lagern, die keine Wälzlager waren. Von Schäden an den Radsätzen wird nichts berichtet, dazu ist aber zu bedenken, daß eine Personenzuglok wegen ihrer gegenüber einer Schnellzuglok viel geringeren Laufleistung in dieser Hinsicht weniger gefährdet ist. Die beiden Schnellzuglok der Reihe 10 (Tab. 2-1 lfd.Nr. 18) sind nicht lange genug im Dauereinsatz gewesen, um hier Erkenntnisse geliefert haben zu können. Die versuchsweise Verwendung von Scheibenrädern bei der DR (Baureihe 01.5, Tab. 2-2 lfd. Nr. 36) zeigt aber, daß bei den Speichenrädern noch manche Wünsche offen waren. Siehe hierzu Abschn. 9.2.1 unter d).

Bei Niederstraßer (1977) fehlt leider der Kesselteil. Das ist hier besonders bedauerlich, da ja bei dem Kessel die hauptsächlichste Leistungssteigerung stattgefunden hatte, und eine größere Neigung zu Kesselschäden von daher nicht sehr überraschen würde. Bekannt ist aber, daß die Kessel ihre Kinderkrankheiten (zu wenig verstärkte Domausschnitte) hatten, die jedoch behoben werden konnten.

Bei den Blechrahmen gab es gelegentlich Risse, zurückzuführen sicher auf Kerbwirkungen (Grund : wahrscheinlich u.a. nicht genügend schweißgerechte Konstruktion) und Beulungen (Grund : zu geringe Blechdicken). Bei der Güterzuglok der Baureihe 50.40 der DR traten Risse in den Rahmenwangen bei den Maschinen auf, die besonders viel vor sehr schweren Zügen eingesetzt wurden, Endisch (2000). Man war hier also an die Grenze der Belastbarkeit der vorliegenden Konstruktion gestoßen und eine eingehende Untersuchung hätte wahrscheinlich einen großen Fortschritt in den Berechnungsmethoden auslösen können, was leider nicht mehr geschah. Jedenfalls ist so etwas aber zu überwinden und ändert nichts daran, daß man den Blechrahmen, seiner geringen Masse wegen, zum Stand der Technik zählen muß.

Abb. Tab. 9-1 Laufstrecken zw. Planausbesserungen britischer Lokomotiven im Jahr 1957

Zeile	Lok	Tab. 2.1	km zwisch. „gr“ u. „ir	km zwisch. „ir“ u. „gr“	km zwisch. Kess.tausch
1	70	1	213 000	181 000	341 000
2	72	3	≈ 288 000	145 000	433 000
3	73	4	153 000	89 000	304 000
4	80	9	149 000	146 000	318 000

Stand der Technik – Amerika

In Amerika hatte eine Anzahl von Bahngesellschaften sehr große und gut ausgerüstete Werkstätten, manche baute ihre Lokomotiven oder einen Teil davon überhaupt selbst, sicher, um die Betriebe auszulasten. Ob das wirklich eine wirtschaftliche Lösung war, sei dahin gestellt, aber jedenfalls war eine fachlich einwandfreie Erhaltung der Maschinen kein Problem. Es ist anzunehmen, dass kleinere Bahnen ihre Lokomotiven häufig ebenfalls in diesen Werkstätten unterhalten ließen.

Über die Grundsätze für die Erhaltung der Lokomotiven, die bei den vielen Bahngesellschaften in den Einzelheiten vermutlich unterschiedlich waren, wissen wir praktisch nichts. Natürlich war es das Hauptbestreben der Verwaltungen, den Erhaltungsaufwand mit jedem vernünftigen Mittel zu verkleinern und klein zu halten. Die von Kiefer formulierten Bau-Grundsätze, siehe Hartmann (2010), haben dieses Ziel. Konkret ist dabei aber nur der Grundsatz, für eine sehr gleichmäßige Verteilung der Gewichtskraft der Lokomotivmasse auf das Gleis zu sorgen. Dazu ist hier in Abschn. 7 einiges gesagt worden. Kiefer führt aber als Ergebnis einer guten Lastverteilung an, dass sich bei Maschinen mit einer solchen Verteilung, die Laufstrecke zwischen dem Abdrehen der Radreifen fast verdoppelt habe. Sie habe dann durchschnittlich etwa 306 000 km betragen, gegenüber etwa 160 000 km bei anderen Maschinen. Daß eine sehr gleichmäßige Lastverteilung sich günstig auf das Verschleißverhalten der

Räder auswirkt, ist einleuchtend. Wir erlauben uns aber, über die obige Aussage überrascht zu sein. Denn erstens war eine gute Lastverteilung mit Dreipunkt-Abstützung schon immer ein Kennzeichen des amerikanischen Lokomotivbaues (siehe Abschn. 7), so dass die kleinen Verbesserungen von Kiefer eigentlich keine so umwälzende Änderung bewirkt haben können. Und zweitens kann für das Sammeln von Erfahrungswerten nur ein Zeitraum von wenigen Jahren, zur Verfügung gestanden haben, was für wirklich zuverlässige Erkenntnisse sehr knapp wäre.

Unabhängig davon ist aber sicher, dass hohe Laufleistungen, wie sie in Amerika häufig vorkamen, ohne eine hervorragende Organisation und Durchführung der Erhaltung nicht denkbar sind.

10 Schlußbetrachtungen

In den bisherigen Abschnitten ist mehrfach erwähnt worden, daß, als man die Neubaumaschinen entwarf und baute, das Ende der Dampflokomotive eigentlich schon gekommen war. Natürlich gibt es auch hier eine ganze Reihe von Gründen, die dabei – wenn auch mit unterschiedlichem Gewicht – eine Rolle spielten. Viele von ihnen sind auch in den vorangehenden Abschnitten mehrfach besprochen worden, s. u.a. Abschn. 8.2.4. Die wichtigsten davon sollen aber am Ende dieser Arbeit noch einmal kurz zusammengefaßt werden :

10.1 Größenentwicklung

Es sind immer wieder Untersuchungen darüber angestellt worden, bis zu welcher Leistung man eine Stephenson'sche Dampflokomotive etwa bauen könnte. Metzeltin (1930) ist ein Beispiel dafür aus der Zeit, als man die größten Leistungen noch nicht selbstverständlich den E-Lokomotiven zuwies. M. beschreibt dort in Kürze das Projekt einer etwa 8000 PS (≈ 6000 kW) effektiv leistenden Lokomotive. Es handelt sich um ein Ungetüm mit einem Radstand von 46,75 m, einer Dienstmasse von 525 t und der Achsfolge (1 D) (1F + 1D1) (D 1) bei einer Achslast von etwa 23 t. 1955 gab es zwar schon Dampf-Lokomotiven die diesen Leistungsbereich annähernd erreichten (siehe Abb. Tab. 2-4), jedoch hatten sie eine um etwa 50 % höhere Achslast. Zudem waren um 1955 schon E-Loks in der Entwicklung, die die gleiche Leistung bei einem Radstand von etwa 17 m, einer Dienstmasse von 112 t und der Achsfolge $C_0'C_0'$ erbrachten (DB Reihe E 03). Weitere Hindernisse für größere Leistungen sind in den Abschnitten 4 und 5 besprochen worden. Man mußte also die Stephenson'sche Lokomotive schon deswegen verlassen, weil sie für die geforderten Leistungen nicht mehr zu bauen war.

10.2 Wirtschaftlichkeit

Abb. 8-5 zeigt die Brennstoffausnutzung bei den drei wichtigen Traktionsarten, nach Henschel (1960) S. 24. Es sei dahin gestellt, wie genau die Zahlen sind. Sicher ist aber, daß der Gesamtwirkungsgrad von 12 % für die Dampflokomotive schon sehr hoch angenommen ist. Überschlüssig kann man also davon ausgehen, daß die E-Lok den doppelten und die Diesel-Lok den dreifachen Gesamtwirkungsgrad wie die Dampflok hat. Der Grund für den niedrigen Wirkungsgrad der Kolbendampfmaschine liegt vor allem darin, daß sowohl das Wärmegefälle, als auch das Druckgefälle mit dem sie arbeitet, viel kleiner als bei der Kraftwerksturbine und dem Dieselmotor ist.

Der Gesamtwirkungsgrad ist aber nicht allein entscheidend, dies sind vielmehr die Gesamtkosten. Ihre Zusammensetzung und Entwicklung darzustellen, würde hier zu weit führen. Es sei aber folgende Zusammenstellung angeführt, nach (Henschel 1960) S. 141, in der die Brennstoffkosten allerdings fehlen :

Setzt man die entsprechenden Posten der E-Lokomotive jeweils zu 100 %, so gilt für die Kolben-Dampflokomotive :

Erhaltungskosten	150 - 250 %
Personalbedarf	200 - 300 %
Stückzahlbedarf	150 - 300 %
Beschaffungskosten je kW	85 - 90 %

Die Dampflokomotive galt zwar als sehr robust. Das stimmte aber nur insofern, als sie im äußersten Notfall fast stets zum Fahren zu bringen war und die erforderlichen Erhaltungsarbeiten relativ einfach waren. Im normalen, auf Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit angelegten Betrieb verlangte sie dagegen sehr viel an Wartung und laufenden Reparaturen, worauf hier besonders in den Abschnitten 4, 7 und 9 hingewiesen wurde. Eine große Dampflok kann auch praktisch nicht einmännig gefahren werden, wie das bei den beiden anderen Traktionsarten die Regel ist. Die geringere Leistung der Dampflok erlaubt nur leichtere Züge, was bei gleicher Transportleistung des Bahnsystems mehr Züge und Lokomotiven erforderlich macht. Dies alles drückt sich in den ersten drei Zeilen der obigen Zusammenstellung aus. Dafür konnten die geringeren Beschaffungskosten keinen Ausgleich bieten.

10.3 Umweltbelastung

Für die folgenden Ausführungen können wir keine zahlenmäßigen Belege anführen. Wer jedoch zur Dampflokomotive die Züge und die Umgebung von Bahnhöfen gekannt hat, weiß in welchem Maße sie von unverbrannter Kohle verschmutzt waren. Dazu kam die CO₂-Belastung der Umwelt. Der Strom für die E-Lok wird zwar zu einem beträchtlichen Anteil auch aus Kohle erzeugt, die großen Kraftwerke – die schon auf Grund ihrer Größe wesentlich wirtschaftlicher arbeiten und daher weniger Abgase je kW erzeugen – erlauben aber den Bau von wirksamen Rauchgas-Reinigungsanlagen, für die auf der Lokomotive kein Raum ist. Eine Diesel-Lokomotive erzeugt wegen ihres hohen Gesamtwirkungsgrades viel weniger Abgase als eine Dampflokomotive gleicher Leistung. Nimmt man die Arbeitsbedingungen der Personale mit in den Begriff der Umwelt hinein, so ist auch hier die Dampflokomotive sicherlich im Nachteil. Jedenfalls sind die beiden anderen Traktionsarten auch im Hinblick auf die Umweltbelastung weit günstiger als die Dampflokomotive.

10.4 Folgerungen

Zu Beginn des 2. Weltkrieges waren schon ein paar grundsätzlich andere Typen von Dampflokomotiven in der Entwicklung, vor allem solche mit Dampfturbinenantrieb, siehe Ostendorf (1971) und Stoffels (1976/1991), weiterhin Lok mit Einzelachs Antrieb durch schnelllaufende Dampfmaschinen, siehe Troche (1972). Diese waren alle schon keine *Stephensonschen* Dampflokomotiven mehr.

Man wird also davon ausgehen müssen, dass es für die Stephenson'sche Dampflokomotive keine Möglichkeiten zu einer wirklichen Weiterentwicklung mehr gibt. Die Frage, ob es überhaupt wieder einmal Dampflokomotiven geben wird und wie sie aussehen könnten, ist zwar einerseits müßig, andererseits aber doch so reizvoll, dass abschließend noch einige wenige Worte dazu gesagt seien. Die äußeren Bedingungen müssten u.E. etwa sein :

1. Ein Streckennetz mit sehr schweren Zügen, aber zeitlich und/oder mengenmäßig so begrenztem Verkehrsaufkommen, dass die sehr hohen Investitionen für eine Elektrifizierung nicht lohnend sind.
2. Verfügbarkeit von sehr billigem Brennstoff (Kohle oder Schweröl).

Dann würden die Lokomotiven u.E. etwa so aussehen :

3. Turbo-elektrischer Antrieb (mit Einzelachs Antrieb). Dafür sind Turbine, Stromerzeuger, Schaltanlagen und Motoren vorhanden oder mit absehbarem Aufwand zu entwickeln.
4. Wasserrohrkessel, Kondensationsanlage. Diese Teile wären wohl im wesentlichen neu zu entwickeln.

Maschinen dieser Art sind studienhalber schon entworfen und gebaut worden, siehe dazu vor allem die oben genannten Quellen Ostendorf und Stoffels.

10.5 Schluß

Die Forderungen nach höherer Leistung, größerer Wirtschaftlichkeit und geringerer Umweltbelastung erzwangen nach dem zweiten Weltkrieg das Ende der Dampflokomotive. Dies gilt auch dann, wenn man den Stimmen folgt, die behaupten, der Wechsel sei unnötig abrupt erfolgt, erzwungen u.a. sicherlich durch die Hersteller von E- und Diesel-Anlagen im Hinblick auf das zu erwartende Geschäft.

Uns jedenfalls bleibt nur noch, uns mit einer gewissen Wehmut dieser schönen Maschinen zu erinnern, die reichlich 150 Jahre lang ihre Aufgaben hervorragend erfüllt und dabei das Leben der Städte und ganzer Landstriche mit geprägt haben – und zwar, alles in allem, wohl nicht zum Schlechten. Und wir sollten dabei auch die Menschen nicht vergessen, die sie mit unermesslich viel Hingabe, Fleiß und Intelligenz entwickelt, gebaut und betrieben haben.

11 Anhang

11.1 Vorbemerkung

Im Anhang 11.2 bis 11.7 sollen Begriffserläuterungen allgemeiner Art gegeben werden, die den Text der vorangehenden Abschnitte zu sehr belasten würden. Wer die Erläuterungen nicht braucht, möge sie überschlagen. Häufig benutzte Abkürzungen und das Schrifttumsverzeichnis folgen als 11.8 und 11.9.

11.2 Zur Baker-Steuerung

Die in Amerika zum Ende der Dampflokomotive-Ära viel verwendete „Baker“-Steuerung ist in Deutschland nur wenig bekannt geworden und wurde in Europa wohl gar nicht verwendet. Der Grund für den geringen Bekanntheitsgrad dürfte – abgesehen davon, dass auch technische Einwände gegen sie erhoben wurden – nicht zuletzt darin liegen, dass ihr Aufbau schwer darzustellen ist. So ist uns keine wirklich verständliche Darstellung im Schrifttum begegnet. Deshalb soll sie hier versucht werden :

Die innere Steuerung wird von konventionellen Kolbenschiebern gebildet, im Zusammenhang dieses Textes wird unter „Baker-Steuerung“ daher nur die äußere Steuerung verstanden. Abb. 11.2-1 zeigt die Anordnung an einer Lokomotive. Abb. 11.2-2 ist eine Übersichtsskizze mit Eintragung von Bezeichnungen, die in der folgenden Beschreibung eine Rolle spielen. Für den schraffierten Bereich, der bei der Heusinger-Steuerung, Abb. 5-20, vor allem den Bereich der Schwinge umfasst, wurde ein maßstäbliches, vereinfachtes Modell gebaut. Als Grundlage dafür diente eine Darstellung der Einzelteile die als Firmenanzeige in LC(1947) erschienen ist. Dort findet sich auch der hier als Abb.11.2-9 wiedergegebene Querschnitt. Zusammen erlauben diese Unterlagen das Verständnis der Mechanik.

Die Baker-Steuerung hat die gleichen Aufgaben wie jede äußere Dampfmaschinen-Steuerung :

1. Sie soll den Hub des Steuerungs-Exzenters auf den des Kolbenschiebers verkleinern und eine gewisse Phasenverschiebung zwischen beiden Teilen herstellen.
2. Sie soll außerdem den Hub des Kolbenschiebers bei laufender Maschine veränderbar machen.
3. Sie soll bei stehender Maschine eine Verschiebung des Kolbenschiebers von der „Voraus-“ zur „Zurück-“Anfangsstellung gestatten.

Eine getriebetechnische Analyse der Einrichtung kann hier nicht erfolgen, weil sie zu umfangreich und nur für Spezialisten interessant sein würde.

Die folgende Abb. 11.2-3 zeigt links die Einzelteile des Modells, rechts die Grundplatte. Die englischen Bezeichnungen sind kursiv angegeben, soweit sie bekannt sind, die deutschen stammen vom Verfasser mit Ausnahme von „Schwinglasche“, dieser Name geht auf Giesl-Gieslingen zurück.

Zum Aufbau des Modells

Das „Umsteuerjoch“ (rot) ist unten im „Drehpunkt 1“ gelagert, oben mit der „Steuerstange“ gelenkig verbunden.

Das obere Ende der „Schwinglasche“ (gelb) ist etwa auf der halben Länge des „Umsteuerjoches“ gelagert, das untere Ende ist an das mittlere Gelenk des „Antriebshebels“ (grün) angeschlossen.

Das untere Ende des „Antriebshebels“ (grün) ist gelenkig an der „Exzenterstange“ gelagert und folgt mit dieser den Bewegungen des Exzenters bzw. der Gegenkurbel auf dem Treibzapfen. Das obere Ende des „Antriebshebels“ ist gelenkig mit dem kurzen Arm des „Winkelhebels“ (blau) verbunden.

Der „Winkelhebel“ (blau) seinerseits ist unverschieblich im „Drehpunkt 2“ gelagert und mit seinem langen Hebelarm gelenkig an die „Schieberstange“ angeschlossen. Diese bewegt den Kolbenschieber, wobei gemäß Abb. 11.2-2 noch der vom Kreuzkopf angetriebene Voreilhebel eingeschaltet ist.

Abb. 11.2-4 läßt den geschilderten Aufbau des Mechanismus an Hand der unterschiedlichen Farben erkennen. Bei dieser Abb. ist die „Steuerstange“ auf volle Füllung in Fahrtrichtung 1 ausgelegt (d.h. das „Umsteuerjoch“ (rot) liegt in der dargestellten Lage fest). Der Exzenter steht gerade in seiner hintersten Lage. Abb. 11.2-5 zeigt die Stellung eine halbe Radumdrehung später, d.h. der Exzenter hat seine vorderste Stellung. Beim Vergleich der beiden Bilder erkennt man den Hub der „Schieberstange“, der in etwa dem Hub des Kolbenschiebers entspricht.

In Abb.11.2-6, ist die „Steuerstange“, d.h. das „Umsteuerjoch“ (rot) auf eine etwa mittlere Füllungsstellung (d.i. der Minimalwert der Füllung !) gelegt, der Exzenter steht in seiner hintersten Stellung. In Abb.11.2-7 hat der Exzenter – bei gleicher Stellung des Umsteuerjoches“ (rot) – seine vorderste Lage eingenommen. Die „Schwinglasche“ (gelb) ist weitgehend verdeckt. Die Stellung der „Schieberstange“ ist dabei praktisch unverändert.

Bei dieser Steuerstangenjochstellung erfolgt also nur eine minimale Dampfversorgung des Zylinders durch die Bewegungen des Voreilhebels.

Wichtig ist ein Vergleich von Abb. 11.2-4 und Abb. 11.2-8 . Diese Abbildungen zeigen die Steuerung bei gleicher Exzenterstellung aber entgegengesetzter Steuerstangenstellung, also unterschiedlichen Fahrtrichtungen. Beim Umsteuern werden die Kolbenschieber bei stehender Maschine um den Betrag von etwa 2,3 cm verschoben, der auf der Skala an der Schieberstange abzulesen ist. Diese Verschiebung geschieht allein durch Bewegen der Steuerstange.

Angefügt sei noch ein Wort zu der Beurteilung der Baker-Steuerung durch Giesl-Gieslingen, siehe Abschn. 5.2.4 . Aus den Bildern erkennt man sofort, dass der „Winkelhebel“ (blau) ungleicharmig ist. Wenn sich also der Anschlußpunkt des „Antriebshebels“ (grün) um eine gewisse Strecke verschiebt, so verschiebt sich die Schieberstange um eine größere Strecke. Da beide Anschlußpunkte sich in der gleichen Zeit bewegen, ist dies also eine Übersetzung ins Große und ins Schnelle. Solche Übersetzungen werden als „hart“ empfunden und sind im Maschinenbau unbeliebt, weil sie durch die größere Beschleunigung der an den „Winkelhebel“ anschließenden Teile auch die Lagerkräfte vergrößern.

Zum konstruktiven Aufbau

Das Modell stellt gewissermaßen einen Schnitt in der Längsebene des Getriebes dar. Tatsächlich liegen „Antriebshebel“ (grün) und „Winkelhebel“ (blau) aber in der gleichen Ebene, der Kopf des „Antriebshebels“ ist deshalb gegabelt. Vor der Modellebene ist die „Schwinglasche“ (gelb) und das „Umsteuerjoch“ (rot) noch einmal vorhanden. Dabei ist das „Umsteuerjoch“ (rot) nur ein einziges, jochförmiges Bauteil, daher sein Name. Abb. 11.2-9 (nach LC (1947)), in der die hier verwendeten Bezeichnungen eingetragen sind, ist ein Schnitt senkrecht zur Modellebene, mit Blick auf das „Umsteuerjoch“ (rot), sie zeigt diesen Aufbau.

Es sei hier noch einmal auf die Abb. 11.2-1 hingewiesen. Auf dieser erkennt man den Steuerungsträger, die „Drehpunkte“ 1 und 2 und das „Umsteuerjoch“, teilweise auch „Antriebshebel“, „Winkelhebel“ und die drei Stangen (Steuer-, Exzenter- und Schieber-). Der wirkliche Aufbau ist daraus aber nicht zu ersehen.

11.3 Zum Lastausgleich

Die Abb. 11.3-1 zeigt eine Gruppe von drei Rädern mit Einzelradfederung. Eine Gleisunebenheit, etwa eine schlecht tragende Schwelle, führt zu einer Tieflage des mittleren Rades. Diese wird zwar – wenn sie nicht zu groß ist – durch die Federn ausgeglichen, das abgesenkte Rad wird aber weniger tragen, die beiden anderen Räder umso mehr. Beides kann gefährlich werden, deshalb wird ein Lastausgleich durch die in Abb. 11.3-2 dargestellten Ausgleichshebel vorgenommen. Man erkennt ohne weiteres, dass in dieser Abb. alle Räder gleich belastet werden. Abb. 11.3-3 zeigt die Radgruppe nach Abb. 11.3-2 bei der gleichen Gleissituation wie Abb. 11.3-1. Unter der Voraussetzung gleicharmiger Ausgleichshebel wird aber nun (mit guter Näherung) keine Änderung der Radlasten eintreten. Auch wenn die Gleisunebenheit an einer anderen Stelle der Radgruppe liegt, werden alle Räder gleich belastet. Eine solche Gruppe von Rädern nennt man einen „Stützpunkt“ für den Rahmen des Fahrzeugs. Grundsätzlich kann ein Stützpunkt beliebig viele Räder umfassen.

Es ist ohne weiteres einzusehen, dass ein Fahrzeug mindestens drei Stützpunkte haben muß (die aber nicht in einer Linie angeordnet sein dürfen), um, auch bei sehr schlechter Gleislage sicher zu stehen („ein dreibeiniger Tisch wackelt nie“). Bei mehr als drei Stützpunkten ist die Verteilung der Last auf die Stützpunkte nicht mehr elementar zu berechnen sondern sehr von der Steifigkeit von Gleis und Fahrzeug abhängig. Man bezeichnet erstere Abstützung als „statisch bestimmt“, letztere als „statisch unbestimmt“. Weiterhin gilt und ist auch leicht vorstellbar : Fällt bei statisch bestimmter Abstützung ein Stützpunkt fort, so stürzt das Fahrzeug um. Fällt bei statisch unbestimmter Stützung

(und einigermaßen vernünftiger Verteilung der Beine) ein Stützpunkt fort, so stürzt das Fahrzeug noch nicht um. Die größte statische Unbestimmtheit ist erreicht, wenn alle Räder einzeln abgefedert werden und keine Ausgleichshebel vorhanden sind. Mechanisch ist dies auch die einfachste Laufwerks-Anordnung.

Auf die Lokomotive übertragen bedeutet der geschilderte Sachverhalt, dass bei sehr schlechter Gleislage die statisch bestimmte Stützung wichtig ist, da man nur dabei sicher ist, dass stets alle Räder mit der vom Entwurf her vorgesehenen Kraft belastet werden und damit insbesondere ihre Aufgaben hinsichtlich des Antriebs und der Führung im Gleis erfüllen können.

Andererseits sollte bei einer idealen Gleislage eine Einzelradfederung für eine Lokomotive ausreichen. Deshalb wurde in Großbritannien auch von altersher diese Ausführung gewählt, weil man dort mit einer sehr guten Gleislage rechnen konnte. Auf dem europäischen Kontinent war man dagegen zunächst bestrebt, den statisch bestimmten Lastausgleich zu verwirklichen. Man machte jedoch bald die Erfahrung, dass auch eine mäßig unbestimmte Stützung – mit etwa vier bis sechs Stützpunkten – allen Anforderungen an eine gute Lastverteilung genügt und dabei deutlich weniger aufwendig ist. Diese Bauart setzte sich auf dem Kontinent durch. In Großbritannien hatte es allerdings neben der, wie erwähnt, weit vorherrschenden Ausführung ganz ohne Lastausgleich schon einzelne Maschinen mit der kontinentalen Bauart des Lastausgleichs gegeben (z.B. die „Kings“-class der Western Group). Bei den „interchange trials“ der ersten Nachkriegsjahre (siehe Abschn. 2.2) zeigten diese Lokomotiven in kritischen Zuständen dann auch ein besonders gutes Verhalten, trotzdem baute BR die Neubaulokomotiven aus Gründen der Einfachheit und der geringen Masse mit Einzelabfederung, was Cox (1966), S. 179, aber als nicht optimal bezeichnet.

In Amerika wurde dagegen traditionell größter Wert auf einen statisch bestimmten Lastausgleich gelegt, weil in der großen Zeit der stürmischen Entwicklung des Eisenbahnwesens eine sorgfältige Gleisverlegung und -unterhaltung weithin vernachlässigt wurde. Dazu schreibt Meineke (1936) : „Dagegen ist die statisch bestimmende dreipunktige Unterstützung in Amerika eine nie durchbrochene Regel. Die schlechte Gleislage der ersten amerikanischen Bahnen auf den weiten, öden Prairiestrecken nötigte auch zur engsten Anschmiegung an das Gleis. Heute, wo die Notwendigkeit dazu schon lange nicht mehr besteht, werden weder Kosten noch Schwierigkeiten gescheut, um selbst bei achtsichtigen Lokomotiven mit Hilfe eines Querhebels und von zehn Längshebeln den statischen Ausgleich zu erreichen.“ Diese Übung ist auch bei den letzten, dort gebauten Dampflokomotiven beibehalten worden, wenn auch nicht kompromisslos. Kiefer (1948/49) verteidigt sie aber noch ausdrücklich.

11.4 Zum Massenausgleich

Bei der Kolben-Dampflokomotive muß man bei dem Massenausgleich der umlaufenden und hin- und hergehenden Triebwerksmassen drei Erscheinungen unterscheiden (auf den nicht ganz einfachen Rechengang ist hier nicht einzugehen, siehe dazu z.B. Meineke (1949) :

Erstens handelt es sich um die umlaufenden, unsymmetrisch angeordneten Massen m_{1u} , d.h. Treib- und Kuppelzapfen, Kuppelstangen und etwa 2/3 der Schubstangen, siehe Abb.11.4.1 . Sie würden durch ihre freien Fliehkräfte F_{1u} jeweils bei Stellung unter der Radachse die Radlast wesentlich erhöhen, bei Stellung über der Radachse aber vermindern, was beides für Gleis und Maschine schädlich wäre. Abb. 11.4-1 zeigt einen Zwischenzustand. Die Massen m_{1u} sind aber durch in den Antriebsrädern untergebrachte Ausgleichsmassen m_{1A} vollständig auszugleichen („statischer Massenausgleich“).

Zweitens gibt es die hin- und hergehenden Massen (im folgenden als „huh-Massen“, m_{2huh} , bezeichnet). Hierzu gehören Kolben, Kolbenstangen, Kreuzkopf und etwa 1/3 der Schubstangen. Unausgeglichen führt die Beschleunigung dieser Massen zu einer freien Massenkraft F_{2huh} die ein „Zucken“ der Lokomotive in Längsrichtung hervorruft, das unangenehm und schädlich für Lokomotive und Zug ist. Die Fliehkraft F_{2A} einer Ausgleichsmasse m_{2A} kann nach Abb. 11.4-2 zwar die größte Kraft F_{2huh} ausgleichen. Man sieht aber in Abb. 11.4-3, dass nach einer Drehung des Rades um 90° F_{2A} voll als zusätzliche, bzw. nach einer weiteren Drehung um 180° als entlastende Kraft auf die Schiene wirkt, was man nicht zulassen kann. Deshalb ist beim Ausgleich der huh-Massen ein Kompromiß erforderlich. Es hat sich eingebürgert (es gibt Vorschriften dafür), dass man bei schnellfahrenden Lokomotiven etwa 15 – 20 % , bei langsamfahrenden etwa 30 – 40 % von m_{huh} ausgleicht. Die Ausgleichsmasse m_{2A} wird dann der Masse m_{1A} zugeschlagen.

Drittens sind noch die Kraftwirkungen in der y-z-Ebene zu beachten, siehe hierzu Abb. 11.4-4 . Die Kräfte F_{1u} und F_{1A} aus Abb. 11.4-1 liegen nicht in der gleichen x-z-Ebene und bilden daher ein

rechtsdrehendes Kräftepaar („Moment“). Dieses führt zu einer unerwünschten zusätzlichen Belastung der linken und Entlastung der rechten Schiene. Deshalb wird am rechten Rad eine weitere Ausgleichsmasse m_{3A} angebracht, die zu einer Kraft F_{3A} führt. Die Bedingungsgleichung dafür ist in der Abb. 11.4-4 angegeben. Da die Treib- bzw. Kuppelzapfen der rechten Seite um 90° gegen die der linken Seite versetzt sind, gilt dies auch für die Ausgleichsmassen m_{3A} . Faßt man die m_{1A} , m_{2A} und m_{3A} zu einer resultierenden Masse zusammen, so liegt diese daher nicht mehr genau um 180° gegenüber dem Treib- bzw. Kuppelzapfen, sondern etwas verdreht. Dieser „Massenausgleich 3“ („dynamischer Massenausgleich“) führte sich zuerst auf dem europäischen Kontinent ein und wurde erst etwa zur Zeit des 2. Weltkriegs in England und Nordamerika allgemein übernommen. Dort heißt er „dynamic balancing“.

11.5 Zur Spurführung

Beim Einlaufen der Lokomotive aus geradem Gleis in einen Gleisbogen und beim Durchfahren und Verlassen desselben muß ihr durch die Spurführungseinrichtungen eine Drehung um ihre z-Achse aufgezwungen werden. Die voran laufenden Achsen üben dabei eine in y-Richtung wirkende Kraft auf die Außenschiene aus und die Schiene wirkt umgekehrt auf den Spurkranz der Achsen. Letztere Kraft dreht die Lokomotive, sie ist die „Führungskraft“. Wird die Führungskraft zu groß oder/und ist die Vertikalbelastung des Rades zu klein, so kann das Rad an der Schiene aufsteigen und damit entgleisen. In jedem Fall ist es wichtig, für eine stets ausreichende Belastung der führenden Achsen zu sorgen (Lastausgleich !) und die Führungskraft auf zwei Achsen zu verteilen, damit die Horizontalkräfte zwischen Rad und Schiene nicht zu groß werden.

Die Verteilung der Drehkraft auf zwei Achsen ist auf verschiedene Weise möglich. Häufig ist sie schon gegeben, wenn die Lokomotive ein führendes „normales Drehgestell“ hat, Abb. 11.5-1, dessen Drehzapfen seitlich verschieblich und mit einer Rückstellvorrichtung ausgestattet ist. Dies Gestell stellt sich im Gleisbogen so ein, dass beide Achsen an der Außenschiene anlaufen. Falls man kein solches Drehgestell (weil es von der Achslast her nicht erforderlich ist), sondern nur eine einzelne, vordere Laufachse hat, ein „Deichsel-Gestell“ – oft als „Bissel-Gestell“ bezeichnet – (Abb. 11.5-2), so muß man die erste Antriebsachse mit zur Führung heranziehen. In Amerika wurde diese dann seitlich beweglich gelagert – wegen der Kuppelstangen natürlich nicht um die z-Achse drehbar – und erhielt eine Rückstellfeder. Deren Bemessung und richtige Einstellung ist aber schwierig, so dass die Führungseigenschaften einer solchen Achse nicht sicher zu erfassen sind. In Europa (auf dem Kontinent) wurde in diesen Fällen das „Krauss-Helmholtz-Gestell“, Abb. 11.5-3, viel und mit gutem Erfolg verwendet. Dabei werden Lauf- und erste Antriebsachse durch eine „Deichsel“ zu einem richtigen Drehgestell zusammengefasst, bei dem die Antriebsachse ebenfalls parallel zu den anderen Antriebsachsen bleibt, indem sie im Hauptrahmen geführt wird. Wenn überhaupt keine vordere Laufachse vorhanden ist, bietet sich u.U. auch das „Beugnot-Gestell“ an, Abb. 11.5-4. Dabei sind zwei Antriebsachsen durch in der x-y-Ebene wirkende Hebel so miteinander verbunden, dass sie sich gegenläufig in y-Richtung verschieben können und so beide im Gleisbogen zur Anlage kommen, womit die gewünschte Verteilung der Rückstellkraft auf zwei Achsen erreicht ist.

11.6 Zu Einheiten

Im Schrifttum über Dampflokomotiven verwendete man für Kraft und Leistung natürlich die Einheiten, die seinerzeit üblich waren. In dieser Arbeit werden jedoch die derzeitigen gesetzlichen Einheiten benutzt. Abgesehen davon, daß das seit 1977 vorgeschrieben ist, ist dies auch deshalb sinnvoll, weil die jüngere Generation mit den alten Einheiten nicht mehr vertraut ist. Doch erscheint es immer noch angebracht, einmal kurz auf die neuen Einheiten einzugehen.

Früher war das kg die Einheit sowohl der Masse als auch der Kraft. Während wir die Masse zwar sehen, sie uns aber nicht recht vorstellen können, verhält es sich mit der Kraft umgekehrt : Man kann sie nicht sehen und erkennt sie nur an ihrer Wirkung, kann sie sich aber als Gewichtskraft sehr gut vorstellen. Früher wurde die Krafteinheit oft als kp oder kgf bezeichnet, ohne daß damit Fehler und Mißverständnisse ausgeschlossen waren, insbesondere wenn die Entstehung einer Kraft aus einer Massenbeschleunigung (oder umgekehrt) eine Rolle spielte. Während man nun das kg als Masseneinheit beibehielt, wurde die neue Krafteinheit „Newton“, N, geschaffen. Das Newton ist erklärt als die Kraft, die nötig ist, um eine Masse von 1 kg mit 1 m/s^2 zu beschleunigen. Es ist also :

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}^2 = 1 \text{ kg m / s}^2$$

Im Schwerfeld der Erde entsteht die Gewichtskraft auf noch nicht ganz geklärte Weise so, als ob einer Masse die Beschleunigung $g \approx 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 10,0 \text{ m/s}^2$ erteilt würde. Mit letzterem Überschlagswert ist hier immer gerechnet worden.

Ein Zahlenbeispiel diene zur Veranschaulichung :

100 cm³ Wasser haben eine Masse von 0,1 kg. Nach der obigen Gleichung ist im Bereich der Erdbeschleunigung also die Gewichtskraft dieser Wassermenge :

$$0,1 \text{ kg} \cdot 10,0 \text{ m/s}^2 = 1,0 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2 = 1,0 \text{ N}$$

Man muß also die Kraft von 1 N aufwenden, um 100 cm³ Wasser zu tragen.

Das Wort „Gewicht“ passt nicht in diesen Gedankengang, wir sollten es stets durch „Gewichtskraft“ ersetzen und, wo es nicht um eine Kraft geht, das Wort „Masse“ verwenden.

Im übrigen bleibt es bei 1000 kg = 1 t und entsprechend 1000 N = 1 kN.

Als Längen wurde ausschließlich mm und m verwendet.

Temperatureinheit ist °C.

Druckeinheit ist N/cm² (Umrechnung : 1 bar = 1 kg / cm² = 10 N / cm²)

11.7 Zu Werkstoffangaben

Eine umfassende und ins Einzelne gehende Angabe der verwendeten Werkstoffe ist im Rahmen dieser Arbeit selbstverständlich unmöglich. Darüber bietet nicht nur die Literatur fast nichts, sondern die in allen Ländern ganz unterschiedlichen Werkstoffnormen erschweren einen Vergleich außerordentlich. Am ausführlichsten sind Werkstoffangaben noch in Autorenkollektiv (1965) und bei Niedersträßer (1979), gelten also für deutsche Verhältnisse, einiges findet sich auch bei Cox (1966). Jedoch dürften im wesentlichen bei allen Verwaltungen ganz ähnliche Werkstoffe Anwendung gefunden haben. Genannt wird i.a. nur die Mindest-Zug-Bruchfestigkeit des Materials, wogegen die für den Ingenieur eigentlich wichtigeren Zahlen für die Streckgrenze, Bruchdehnung, Legierungsbestandteile, Erschmelzungsart usw. fehlen. Sie waren damals den einschlägigen Normen zu entnehmen, was dem heutigen Leser aber praktisch nicht möglich ist. Bei tiefer gehendem Interesse muß man die um die Mitte des 20. Jahrhunderts gültigen Normen (in Deutschland stehen sie i.a. in den DIN-17 000er Nummern) suchen, oft werden aber alte Normen-Handbücher schon genügen. Genannt sei z.B. Wellinger (1963). In der vorliegenden Arbeit sind die Werkstoffe in losem Anhalt an dieses Buch wie folgt gekennzeichnet :

Die sog. Baustähle sind mit „St ...“ angegeben. Dabei bedeutet die Zahl die durch 10 dividierte Mindestbruchfestigkeit des Werkstoffs in N / mm². Dies ist die Spannung, bei der im Zugversuch frühestens der Bruch eintreten darf. Die Dehnung beim Bruch muß hoch sein, etwa 22 %. Dadurch können im Material räumliche Spannungsspitzen verteilt und abgebaut werden. Diese Stähle haben einen niedrigen Kohlenstoffgehalt von größenordnungsmäßig 0,2 % und sind gut schweißbar. Die für den Konstrukteur wichtige „Streckgrenze“ (die tatsächlich auftretenden Spannungen müssen mehr oder weniger weit unter ihr liegen) liegt im Bereich von 60 % der Mindestbruchfestigkeit. Bei höherer Festigkeit werden Baustähle auch für Schmiedestücke verwendet.

Vergütungsstähle werden mit „C ...“ für „Qualitätsstähle“ und „Ck ...“ für „Edelstähle“ bezeichnet. Die Zahl bedeutet den mit 100 multiplizierten mittleren Kohlenstoffgehalt in %. Der Buchstabe „k“ steht für einen herabgesetzten Gehalt an Phosphor und Schwefel, der Schweißbarkeit und Warmfestigkeit begünstigt. Über die Festigkeit, sonstige Eigenschaften und die Legierungsanteile ist diesen Angaben nichts zu entnehmen, hierfür sind die Normen maßgebend. Die Festigkeit liegt generell höher als bei den Baustählen, die Bruchdehnung etwas niedriger. Vergütungsstähle sind schwieriger zu schweißen als Baustähle.

Gußstahl hat das Kurzzeichen „GS ...“. Die Zahl hat die gleiche Bedeutung wie bei den Baustählen. Die Bruchdehnung hat etwa die gleiche Größe, der Kohlenstoffgehalt ist etwas höher als bei diesen. Gußstahl ist auch gut zu schweißen.

Gußeisen hat die Kurzzeichen „GG ...“ und „GGG ...“. Die Zahl hat die gleiche Bedeutung wie bei den Baustählen. Die Bruchdehnung ist wesentlich geringer als bei diesen. Gußeisen hat einen höheren Kohlenstoffanteil und ist deswegen schlecht zu verformen und zu schweißen (es gibt aber Ausnahmen, insbesondere ist GGG schmiedbar).

11.8 Kurzbezeichnungen

Abb.Tab. 11.8-1

JH

AAR	Association of American Railways
AT & SF	Atchinson, Topeka & Santa Fe Railway Company (Chicago, Ill.)
BR	British Railways
B & A	?
B & M	Boston & Maine (Boston, Mass.)
B & O	Baltimore & Ohio
C & O	Chesapeake & Ohio (Cleveland, Ohio)
Can. Nat.	Canadian National Railways (Montreal, P.Q.)
Can. Pac.	Canadian Pacific (Montreal, P.Q.)
CRI & P	Chicago, Rock Island & Pacific Rail Road (Chicago, Ill.)
CSD	Tschechoslowakische Staatsbahn
DB	Deutsche Bundesbahn (West-Deutschland nach dem 2. Weltkrieg)
DR	Deutsche Reichsbahn (Ost-Deutschland nach dem 2. Weltkrieg)
DRG	Deutsche Reichsbahn Gesellschaft (Deutschland bis Ende 2. Weltkrieg)
D & H	Delaware & Hudson (NewYork, N.Y.)
D & RG	Denver & Rio Grande (Denver and Rio Grande Western Railroad, Denver, Colorado)
DM & IR	Duluth, Missabe and Iron Range Railway Company (Duluth, Minn.)
DT & I	Detroit, Toledo & Irontown Rail Road Co. (Dearborne, Mich.)
GSCC	General Steel Casting Corporation
GTW	Grand Trunk Western Rail Road (Detroit)
KCS	Kansas City Southern
L & N	Louisville and Nashville Railroad Company (Louisville, Kent.)
LON	Lokomotiv-Normen-Ausschuß
LV	Lehigh Valley (NewYork, NY und Bethlehem, PA)
NP	Northern Pacific Railway Company (St. Paul, Minn.)
NS	?
NYC	NewYork Central System (NewYork, N.Y.)
PKP	Polnische Staatsbahn
PM	?
PRR	Pennsylvania Railroad (Philadelphia, PA)
SP	Southern Pacific Lines (San Francisco, Cal.)
UP	Union Pacific Railroad (Omaha, Nebr.)
W & LE	?
WAB	Wabash, (St. Louis, Miss.)
WM	?

Die Erklärungen stammen aus verschiedenen Quellen, Fehler sind vorbehalten. Die mit ? versehenen Abkürzungen konnten nicht identifiziert werden.

Die Kurzbezeichnung der Lokomotiv-Bauart nach der in Deutschland üblichen Schreibweise gibt in der ersten Stelle die Anzahl der führenden Laufachsen an, in der zweiten Stelle die Anzahl der Antriebsachsen – dieser Ausdruck gilt hier als Sammelbezeichnung für Treib- und Kuppelachsen : C $\equiv$ 3, D $\equiv$ 4, E $\equiv$ 5, in der dritten Stelle die Zahl der nachlaufenden Laufachsen. Ein Apostroph kennzeichnet Achsen, die unabhängig vom Hauptrahmen der Lokomotive gelagert sind. Ein h bzw. n in der vierten Stelle besagt, daß es sich um eine Heißdampf- bzw. Naßdampfmaschine handelt. Die fünfte Stelle ist gleich der Zylinderzahl. Ein t in der sechsten Stelle bedeutet eine Tenderlok , d.h. eine Lok ohne Schlepptender. Ein v an siebter Stelle zeigt eine Verbundmaschine an.

In Großbritannien und Amerika wird das Wythe's-System (auch angelsächsisches System genannt) verwendet, das sich nach der Rad-Anzahl richtet und die Verschiebbarkeit oder Lagerung in Drehgestellen und weitere Einzelheiten nicht berücksichtigt.

Darüber hinaus sind in den USA noch Kenn-Namen (z.T. verschiedene für die gleiche Bauart) viel in Gebrauch. In dieser Arbeit werden sie nicht verwendet. Die drei Möglichkeiten werden für die in der Abb. Tab. 2-4 enthaltenen Lokomotiven in der Abb. Tab. 11.8-2 nebeneinander gestellt (für die dort nicht erwähnten Gelenklok haben sich keine Kenn-Namen eingebürgert, bis auf die Ausnahmen lt. Zeilen 8 und 9) :

Abb. Tab. 11.8-2

JH

<u>Zeile</u>	<u>Deutsches System</u>	<u>Wythe's System</u>	<u>Kenn-Name</u>
1	2'C 1'	4-6-2	Pacifik
2	2'C 2'	4-6-4	Hudson, u.a.
3	1'D 1'	2-8-2	Mikado
4	1'D 2'	2-8-4	Berkshire
5	2'D 2'	4-8-4	Northern, Niagara, u.a.
6	1'E 1'	2-10-2	Santa Fe, u.a.
7	1'E 2'	2-10-4	Texas, u.a.
8	(2'C)'C2'	4-6-6-4	Challenger
9	(2'D)'D2'	4-8-8-4	Big Boy
10	2'BB2'	4-4-4-4	Duplex

11.9 Schrifttumsverzeichnis

In der folgenden Tabelle sind vor allem die in dieser Arbeit genannten Quellen aufgeführt, darüber hinaus aber auch noch einige Werke mit ergänzendem Inhalt.

<u>Kurzanzeige</u>	<u>Ausführliche Angabe</u>
Ahrons (1927)	Ahrons, E. L. „The British Steam Railway Locomotive 1825 – 1925“ London 1927
Autorenkollektiv (1965)	Autorenkollektiv „Die Dampflokomotive“, Berlin, 2. Auflage 1965
Beattie (1981)	Beattie, I. „B.R. Standard Locomotives to Scale“ Truro 1981
Betriebsbuch 18 451	„Betriebsbuch 18 451“ Nachdruck : Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft, o.J.
Betriebsbuch 05 002	„Betriebsbuch 05 002“ Nachdruck : Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft, o.J.
Bruce (1952)	Bruce, A. W. „The Steam Locomotive in America“ New York 1952
Day-Lewis (1963)	Day-Lewis, Sean „Bulleid – Last Giant of Steam“ London 1963
Chapelon (1952)	Chapelon, A. „La Locomotive a Vapeur“ Paris 1952
Cox (1966)	Cox, E. S. „British Railways Standard Steamlocomotives“ London 1966
Düring (1972)	Düring, Theodor „Schnellzug-Dampflokomotiven der deutschen Länderbahnen 1907 – 1922“ ISBN 3-440-03795-9 Stuttgart 1972
Düring (1979)	Düring, Theodor „Die deutschen Schnellzug-Dampflokomotiven der Einheitsbauart. Baureihen 01 – 04, Typenreihe 1925“ ISBN 3-440-04695-8 Stuttgart 1979
Eckhardt (1952)	Eckhardt, Friedrich W. „Die Konstruktion der Dampflokomotive und ihre Berechnung“ Berlin 1952
Endisch (2000)	Endisch, Dirk „Neubau-Dampflok der Deutschen Reichsbahn“ ISBN 3-613-71129-X Stuttgart 2000
Giesl-Gieslingen (1976)	Giesl-Gieslingen, Adolph „Lokomotiv-Athleten“ ISBN 3-900134-20-0 J.O. Slezak, Wien 1976
Giesl-Gieslingen (1980)	Giesl-Gieslingen, Adolph „Der Lokomotivkessel – das unbekannte Wesen“ Zeitschrift „Lok-Magazin“ Nr. 100, S. 8 ff, Stuttgart 1980
Giesl-Gieslingen (1981)	Giesl-Gieslingen, Adolph „Die Ära nach Gölsdorf“ ISBN 3-900134-37-5 J.O. Slezak, Wien 1981
Giesl-Gieslingen (1986)	Giesl-Gieslingen, Adolph „Anatomie der Dampflokomotive – International“ ISBN 3-85416-089-5 J.O. Slezak, Wien 1986

<u>Kurzangabe</u>	<u>Ausführliche Angabe</u>
Griebel (1969)	Griebel, H. „CSD-Dampflokomotiven“, Teil 1 u. 2, Slezak, Wien 1969
Hartmann (2002)	Hartmann, Jan „Rechnerische Leistungsermittlung von Dampflokomotiven“ Zeitschrift „Die Museums-Eisenbahn“ Heft 4/2002, S.30 - 41
Hartmann (2010)	Hartmann, Jan „Zu den Baugrundsätzen für Neubau-Dampflokomotiven nach dem 2. Weltkrieg“ in „Beiträge zur Technikgeschichte“ in www.jan-w-hartmann.de
v.Helmholtz/Staby (1930)	v.Helmholtz / Staby „Die Entwicklung der Lokomotive im Gebiet des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen“ I. Band München und Berlin 1930
Henschel (1960)	„Henschel Lokomotiv-Taschenbuch“ Kassel 1960
Illmann / Obst (1957)	Illmann, A. und Obst, H. „Wälzlager in Eisenbahnwagen und Dampflokomotiven“ Berlin 1957
Jünger (1965)	Jünger, Ernst „Strahlungen II, Das zweite Pariser Tagebuch“ München 1965
Johnson (1944)	Johnson, R. P. „The Steam Locomotive“ 2. Aufl. New York 1944
Kiefer (1948/49)	Kiefer, P. W. „A practical Evaluation of Railway Motive Power“ Simmons-Boardman Publishing Company, New York 1948/49
Koch (1942)	Koch, K. „Grundlagen zur Berechnung von Saugzuganlagen für Dampflokomotiven“ Zeitschrift „Die Lokomotive“ Bielefeld, Mai 1942, S. 71 ff.
LC (1947)	“Locomotive Cyclopedia”, 13. Edition, 1947, Simmons-Boardman, New York 1947
LC (1941)	“Locomotive Cyclopedia”, 12. Edition, 1941, Simmons-Boardman, New York 1941
Meineke (1949)	Meineke, F. u. F. Röhrs „Die Dampflokomotive, Lehre und Gestaltung“ Berlin 1949
Merkbuch (1962)	„Die Dampflokomotiven der Deutschen Reichsbahn; Merkbuch für Triebfahrzeuge“ 1962, durch Ausgabe 1964 ergänzt. Nachdruck durch Reprint-Verlag, Leipzig /Holzminden 1986, ISBN 3-8262-0012-8
Metzeltin (1930)	Metzeltin E. „Grenzen des Dampflokomotivbaues“ Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1930, S.1179
Metzeltin (1931)	Metzeltin, E. „Versuche mit Nicholsonschen Feuerbüchsen-Wasserkammern“ Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1931, S.1468 / 69
Metzeltin (1935)	Metzeltin, E. „Die Lokomotive feiert mit“ VDI-Verlag, Berlin 1935, Nachdruck vorhanden
Niederstraßer (1977)	Niederstraßer L. / van Kampen, M. „Auszüge aus dem Betriebsbuch der 23 105“ Karlsruhe 1977
Niederstraßer (1979)	Niederstraßer, L. „Leitfaden für den Dampflokomotivdienst“ 9. Aufl., Frankfurt 1957, ISBN 3-921700-26-4, Nachdruck 1979
Nock (1966)	Nock, O. S. „The British Steam Railway Locomotive 1925 to 1965“ London 1966
Ostendorf (1971)	Ostendorf, R. „Dampfturbinen-Lokomotiven“ ISBN 3-440-03597-2 Stuttgart 1971
Phillipson (1936)	Phillipson, E. A. „Steam Locomotive Design : Data and Formulae“ London 1936
Pokropinski (1987)	Pokropinski, Bogdan „Parowozy normalnotorowe produkcji polskiej dla PKP i przemysłu“ ISBN 83-206-0483-4 Warschau 1987 (Übersetzung des Titels : „Normalspurige Dampflokomotiven aus polnischer Produktion für die PKP und die Industrie)
Rakow (1988)	Rakow, W. A. „Russische und sowjetische Dampflokomotiven“ Berlin 1988

<u>Kurzangabe</u>	<u>Ausführliche Angabe</u>
Sampson (1951)	Sampson, Henry "World Railways 1950 – 1951" Sampson Low, Marston & Co, Ltd 25 Gilbert Str. London, W 1
Schwarzkopf (1961)	Schwarzkopf, H. „Schnellzugförderung im Flachland mit Dampf-lokomotiven“ Zeitschrift Glasers Annalen, Jan. 1961, S.4 ff.
Slezak (1967)	Slezak, J.O., „Der Giesl-Ejektor“ Slezak, Wien, Wien 1967
Stoffels (1976 / 1991)	Stoffels, W. „Lokomotivbau und Dampftechnik“ ICBN 3-88199-848-9, Basel 1976 bzw. Herrsching 1991
Troche (1972)	Troche, H. „Die Stromlinien-Schnellzug-Lokomotive mit Einzelachsantrieb Betriebsnummer 19 1001 der Deutschen Reichsbahn“ in : „Jahrbuch für Eisenbahngeschichte, Band 5, 1972, S. 5 ff., ISBN 3-87987-126-4, Deutsche Gesellschaft für Eisenbahngeschichte e.V., Karlsruhe 1972
Vogel (1926)	Vogel „Zeichnerische Untersuchung der Bogenbeweglichkeit von Eisenbahnfahrzeugen“ Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ Jahrgang 1926, S. 354 ff
Wellinger (1963)	Wellinger / Gimmel „Werkstofftabellen der Metalle“ Stuttgart 1963
Weisbrod (1976)	Weisbrod, M. u.a. „Dampflokomotiven deutscher Eisenbahnen Baureihe 01 – 39“ ISBN 3-87094-081-6 Berlin 1976
Weisbrod (1978a)	Weisbrod, M. u.a. „Dampflokomotiven deutscher Eisenbahnen Baureihe 41 – 59“ ISBN 3-87094-082-4 Berlin 1978
Weisbrod (1978b)	Weisbrod, M. u.a. „Dampflokomotiven deutscher Eisenbahnen Baureihe 01 – 39“ ISBN 3-87094-083-2 Berlin 1978
Wendler (1960)	Wendler, H. „Die Dampflokomotiven der Deutschen Reichsbahn“ Berlin 1960
White (1968)	White, John H. jr. "A History of the Amerikan Locomotive – Its Development 1830 – 1880" Dover, New York 1968, ISBN 0-486-22772-3
Witte (1951)	Witte, F. „Eh2 Güterzugtenderlokomotive, Baureihe 82 der DB“ Zeitschrift „Glasers Annalen“ 1951, S. 144 ff.
Witte (1953)	Witte, F. „Die neuen Baugrundsätze bei Entwicklung der seit 1945 gebauten Dampflokomotiven der Bundesbahn und ihre Anwendung auf die 1'C1' h2-Personenzuglokomotive Reihe 23“ Zeitschrift „Eisenbahntechnische Rundschau“ 1953, S.389 ff.
Witte (1956a)	Witte, F. „Die neuen Dampflokomotivreihen 66 und 10 der Deutschen Bundesbahn“ Zeitschrift „Glasers Annalen“ 1956, S. 343 ff.
Witte (1956b)	Witte, F. „Die Speisewasser-Innenaufbereitung bei den Dampf-lokomotiven der Deutschen Bundesbahn“ Zeitschrift „Eisenbahntechnische Rundschau“ 1956, S. 183 ff.
Witte (1958)	Witte, F. „Die Dampflokomotiven der Deutschen Bundesbahn im Rahmen des Strukturwandels“ Zeitschrift „Eisenbahntechnische Rundschau“ 1958, S. 438 ff.
Witte (1960)	Witte, F. „Ausmusterung der Dampflokomotive 01 001 – Anfang und Ende einer Entwicklung“ Zeitschrift „Eisenbahntechnische Rundschau“ 1960, S. 29 ff.
Wolff (1947a)	Wolff, A. „Die Speisewasservorwärmung bei Dampflokomotiven“ Zeitschrift „Glasers Annalen“ 1947 S. 114
Wolff (1947b)	Wolff, A. „Eine neue amerikanische Großraum-Tenderbauart“ Zeitschrift „Glasers Annalen“ 1947 S. 130
Wolff (1951)	Wolff, A. „Dampflokomotiven der New York Centralbahn für hohe Geschwindigkeiten“ Berlin und Bielefeld 1951