

bezüglich der Einspritzungen in ganz günstigen Verhältnissen befinden. Ich muss indessen bemerken, dass ich diese Zahlen selbstverständlich nicht als eine absolute Vorschrift, sondern nur als eine Andeutung hinstelle, welche den Ingenieuren bei Einführung des Gegendampfes als Führer dienen könnte.

Die Dienstinstruction der Eisenbahn von Paris nach Lyon und dem mittelländischen Meere schreibt vor, jedesmal beim Hinabfahren einer stark geneigten Bahn die Sicherheitsventile so zu entlasten, dass dadurch die Maximalspannung im Kessel um 1 Kilogr. pro Quadratcentimeter vermindert wird. Diese ganz vernünftige Vorschrift ist durch die Drucksteigerungen begründet, welche bei Anwendung des Gegendampfes entstehen können; würde ein Rohr zerspringen, so würde die Maschine dadurch ausser Thätigkeit gebracht werden und die Bremsen müssten allein ausreichen, den Zug auf der schiefen Ebene aufzuhalten. — Es kommt ziemlich selten vor, dass bei solchen Umständen die Ventile blasen und es ist möglich, dass die Maschinisten der Vorschrift, die Ventile zu entlasten, nur unvollkommen nachkommen; ich möchte daher lieber die Anwendung eines Auslasshahns anrathen, den der Maschinist jedesmal öffnen würde, wenn er bemerkt, dass in Folge erhöhten Druckes die Ventile zu blasen anfangen, und wenn der Dampf, falls das Wasser im Tender bereits genug erwärmt ist, ins Freie ausgelassen werden müsste.

Verschiedene Fragen.

Ich beabsichtige in diesem Capitel verschiedene Fragen zu behandeln, die sich direct auf das Studium des Gegendampfes beziehen, deren Erörterung jedoch im vorhergehenden Capitel unterbleiben musste, weil sie die Darstellung des Systems complicirt hätte. Ich werde bei dieser Gelegenheit nochmals auf die Frage bezüglich der Anwendung des Gegendampfes, als Mittel zum Anhalten in den Stationen, zurück kommen, und zwar nicht um ihre Vortheile, die ohnehin schon evident sind, hervorzuheben, sondern um den einzigen Einwurf, den man gegen diese Einrichtung machen könnte, zu erörtern.

§. 1. Wärmegewinn.

Nach theoretischen Grundsätzen wird die bei Anwendung des Gegendampfes entwickelte Wärme, deren Menge mit der Arbeit der

unausgesetzt überwundenen Schwerkraft, oder mit der vernichteten lebendigen Kraft des Zuges äquivalent ist, durch den von ihr entwickelten Dampf in den Kessel übertragen. Der grösste Theil dieses bei jedem Kolbenhub und bei jeder Radumdrehung gebildeten Dampfes condensirt sich und erhöht die Temperatur des Kessels; ein kleiner Theil desselben vereinigt sich mit dem im Dampfraum enthaltenen Dampf, dessen Druck und Dichte mit der Temperatur des Wassers gleichmässig wächst. Nach theoretischer Anschauungsweise soll der Druck nach und nach wachsen und die Ventile sollen schliesslich zu blasen anfangen.

Es ist sogar möglich, durch Versuche, welche zum Zwecke der Constatirung derartiger Wirkungen angestellt würden, die Dampfspannung bedeutend zu vergrössern, ohne eine grosse Wärmemenge aus dem Feuerraume zu entlehnen, ja selbst dann, wenn das Feuer zum Erlöschen käme; zu diesem Zwecke müsste man während der Versuche entweder das Speisen des Kessels ganz unterlassen, oder insolange dasselbe dauert, nur unbedeutende Mengen Wassers hinein lassen, dann jeden erheblichen Dampf- und Wärmeverlust durch den Rauchfang verhindern und in die Cylinder nur wasserarmen Dampf leiten, um intensivere Reibungen zu erhalten, welche selbst eine Quelle der Wärmebildung werden.

Dieses ist aber nur ein physikalischer Versuch, und wenn man bemerkt, dass der Kesseldruck steigt, und besonders dass die Ventile zu blasen anfangen, so ist anzunehmen, dass der Feuerraum hierzu die nöthige Wärmemenge geliefert hat. Beim practischen Betriebe auf schiefen Ebenen von grosser Ausdehnung, wo man annähernd den Brennmaterialverbrauch beurtheilen kann, findet man, dass die Anwendung des Gegendampfes im Vergleiche zur Anwendung der gewöhnlichen Bremsen einen Mehrverbrauch an Brennstoff bis zu 1,50 und 1,75 Kilogramm per Kilometer erfordert. Dieses ist leicht verständlich, wenn man bedenkt dass der Rauchfang wegen des Entweichens der Dampfwolke offen bleibt, statt verdeckt zu werden, wie sorgfältige Maschinenführer es unter Anwendung der gewöhnlichen Bremsen beim Hinunterfahren zu thun pflegen. Man kann sich aber auf eine directere Art hierüber Rechenschaft geben.

Vor allen Dingen muss man bemerken, dass eine wesentliche Verschiedenheit zwischen den beiden Verwendungen der Wärme bei gewöhnlichem Gange der ziehend arbeitenden Maschine, und beim Gange mit Gegendampf besteht. Im ersteren Falle kann die Antriebsarbeit nicht viel mehr als 10⁰/₀ der im Dampf enthaltenen Wärme ausnützen; es ist dies ein Punkt, der bei den gegenwärtigen Dampfmaschinen noch vieles zu wünschen lässt. Dahingegen stellt das bei der Arbeit mit Gegendampf

im Cylinder verdampfte Wasser die ganze mit der vernichteten Arbeit äquivalente Wärme dar, und da überdies, wie ich später zeigen werde, die Arbeit des Gegendampfes bei voller Admission nur 60% derjenigen erreicht, welche die Maschine leistet, wenn sie ziehend arbeitet, so folgt hieraus, dass in diesem Falle die Bildung einer Dampfmenge von 6 Kil. einem Verbräuche von 100 Kil. beim Vorwärtsgang entspricht. Während der Gegendampf dem Kessel 6 Calorien zuführt, absorhirt die gewöhnliche Arbeit der Maschine nach Vorwärts deren 100. Würde man annehmen, dass bei einer Maschine im gewöhnlichen Gange 6% des gesammten Brennmaterial-Verbrauchs dazu dienen, die Wärmeverluste in Folge der äussern Abkühlung des Kessels und der Cylinder, der Dampfverluste u. s. w. zu ersetzen, so würde die in den Cylindern entwickelte Wärme, da kein Grund vorhanden ist, dass die Wärmeverluste während des Gebrauchs des Gegendampfes kleiner ausfielen, gerade hinreichend sein, um die Ursache der äusseren Abkühlung aufzuheben.

In dieser Thatsache liegt daher eine, allerdings je nach den Jahreszeiten veränderliche Ursache, welche die in den Cylindern gebildete Wärme verhindert, in dem Kessel eine namhafte Erwärmungswirkung hervorzubringen. — Es gibt jedoch noch andere nicht minder wichtige Ursachen.

Bei der gegenwärtigen Art der Einspritzung, in so lange man das Ausströmungsrohr nicht hermetisch schliesst, wie dies bei dem System des Herrn Laurent geschieht, oder nicht die Einrichtung trifft, um Verbrennungsgase in den Kessel zurücktreten zu lassen, was innerhalb gewisser Grenzen für eine mit Pumpe gespeiste Maschine keinen grossen Nachtheil bringen würde, so muss man eine gewisse Dampfmenge durch den Rauchfang verlieren, um die Dampfwolke zu bilden, welche dem Maschinisten als Führer dient. Dieser Verlust bildet einen Theil der zur Anfüllung des Cylinders nothwendigen Dampfmenge; diejenige, welche in den Cylindern gebildet werden muss, um die Arbeit der Schwerkraft auszugleichen, ist selbst nur ein Bruchtheil der ganzen Ausfüllungsmenge, etwa $\frac{1}{3}$ oder $\frac{2}{5}$. Hat der Maschinist eine unbehülfliche Hand, so dass er seinen Einspritzhahn nicht gut zumacht und dadurch z. B. 15 bis 20% der Einspritzmenge verliert, so würde dieses ein Verlust sein, welcher der Hälfte der in den Cylindern entwickelten Wärme entspräche, und es würde nur die zweite Hälfte zur Compensation der Abkühlungen übrig bleiben.

Endlich ist das Hinunterfahren auf einer schiefen Ebene im Allgemeinen eine zur Speisung günstige Gelegenheit; folgt ein Gefälle gleich

nach einer Steigung, wie dies häufig der Fall ist, so wird der Maschinist, nachdem er bei der Steigung eine grosse Zugkraft entwickeln musste, das Gefälle zur Füllung des Kessels benützen; im umgekehrten Fall wird er sich beim Hinunterfahren auf die Steigung vorbereiten; jedenfalls soll er natürlicher Weise den Umstand benützen, dass die Maschine zur Speisung des Kessels keinen Dampf zu verbrauchen nöthig hat. — Ein Giffard'scher Injector treibt in voller Arbeit 120 Kilogramm Wasser per Minute in den Kessel, und dieses, nehmen wir an, bei 25° aus dem Tender entnommene Wasser absorbirt 150 Calorien per Kilogramm oder im ganzen 18000 Calorien, um die Temperatur des Kessels von 175° anzunehmen. Die 5,36 Kil. in dem auf Seite 23 gewählten Beispiele entsprechen 2611 Calorien, welche, bei Vernachlässigung jedes anderen Verlustes, dem Wärmegewinn in derselben Zeit gleichkommen. Es genügt daher ebenfalls, wenn man beim Hinunterfahren auf je 7 Minuten der Fahrzeit während einer Minute speist, damit die ganze, in den Cylindern entwickelte und in die Kessel übertragene Wärme absorbirt wird.

Aus alle diesem ersieht man schliesslich, dass bei Anwendung des Gegendampfes die Temperatur und der Druck sich in Wirklichkeit nur durch die im Feuerraum entwickelte Wärme auf ihrer normalen Höhe erhalten können, und man wird sich nicht wundern, wenn man beim Hinunterfahren einer langen schiefen Ebene den Heizer zu wiederholten Malen bedeutende Mengen Brennmaterial zulegen sieht.

Das Ziel, das man im Auge haben soll, ist nicht eine möglichst grosse Wärmemenge im Kessel anzusammeln, sondern möglichst viel Brennmaterial im Feuerraum in Ersparung zu bringen; man kann sicher sein, dass, wenn die Ventile blasen, der Feuerraum die Veranlassung dazu gibt.

§. 2. Practische Berechnung der Einspritzungen.

Man kann sich im Voraus durch annähernde Berechnungen Rechen-schaft über die nöthigen, aus dem Kessel zu entnehmenden und in die Cylinder einzuspritzenden Wassermengen geben, wenn die Locomotive unter bestimmten Bedingungen mit Gegendampf gehen sollen.

Hätte man für einen gegebenen Maschinentypus eine beträchtliche Anzahl von Indicator-Diagrammen unter sehr verschiedenen Dienstverhältnissen aufgenommen, so könnte man darauf die Grösse der gesaugten Volumina abmessen, ferner für jede Rast oder Stellung des Steuerungshebels einen mittleren Coefficienten von 30, 40%..... bilden und mit

Bezug auf den totalen Cylinderraum die Werthe der angesaugten Volumina bestimmen; man müsste also für jede Admissionsrast die gleichen Berechnungen durchführen, wie jene auf der Seite 23. In den meisten Fällen stehen jedoch derartige Grundlagen nicht zur Verfügung und man kann sich dann mit einer Annäherungs-Methode behelfen, welche stets Maximalwerthe geben dürfte.

Vorbehaltlich einer practischen Verification und einer beim Betrieb vorzunehmenden Reduction der so berechneten Wassermengen, falls sie eine zu grosse Dampfvolke geben sollten, kann man dabei in folgender Weise verfahren.

Man bestimmt zunächst die Grösse des schädlichen Raumes, entweder nach der Arbeitszeichnung oder durch directe Messungen, indem man, nach vorgängiger Verschmierung der zwischen dem Kolben und den Cylinderwandungen vorhandenen Undichtheiten mit Unschlitt, die Dampfwege mit Wasser füllt. Diese Messung hat für jede Seite des Kolbens zu geschehen und man nimmt dann von den so erhaltenen Werthen den Mittelwerth.

Dann berechnet man das Gewicht des gesättigten Dampfes, welcher dieses Volumen bei der, dem Normal-Kesseldrucke entsprechenden Temperatur anfüllt; man unterstellt, dass dieser Dampf sich bis zu atmosphärischer Spannung ausdehnt und dabei gesättigt bleibt; dividirt man sein Gewicht durch 0,607, nämlich der Dichte des Dampfes bei 100°, so erhält man sein neues Volumen; davon zieht man das Volumen des schädlichen Raumes ab und erhält ein gewisses Volumen, welches denjenigen Theil des vom Kolben durchlaufenen Raumes darstellt, den dieser Dampf ausgefüllt hat. Man misst hierauf auf der in natürlicher Grösse gezeichneten graphischen Darstellung der Dampfdistribution die Voreilung der Dampfausströmung, oder, was auf dasselbe herauskommt, die Grösse des zurückgedrängten Dampfolumens, und vermehrt dasselbe um einen kleinen Theil, welcher das dem Nacheilen des Schiebers entsprechende zurückgedrängte Supplementar-Volumen darstellt. Man findet hierdurch das annähernde Ausmass des Saugvolumens. — Wenn man Wasser allein oder in starker Proportion einspritzt, so ist der Dampf, im letzten Augenblicke seiner Zurückdrängung in den Kessel, mit Wasser geschwängert, und der im schädlichen Raume eingeschlossene Dampf befindet sich ebenfalls in diesem Zustande; das im Cylinder enthaltene Dampfolumen, wird nach erfolgter Expansion in Folge der Verdampfung des darin schwebenden Wassers vergrößert; dieser Umstand wird allerdings Anlass zu Irrungen geben, die aber nur

einzig und allein zur Folge haben, dass man ein zu grosses Saugvolumen findet.

Im Augenblicke, wo die Expansion aufhört, ist der Druck noch nicht bis auf den der äussern Atmosphäre gesunken, und es entweicht eine gewisse Dampfmenge; da sie aber sogleich wieder eintritt, sobald das Ansaugen beginnt, so braucht man keine Rücksicht darauf zu nehmen.

Die folgende Tabelle gibt beispielsweise alle Elemente zur Berechnung des Saugvolumens für eine Maschine der französischen Nordbahn, mit 8 gekuppelten Rädern, System Engerth:

Kolbenhub	Meter	0,66
Durchmesser der Cylinder	„	0,50
„ „ Räder	„	1,25
Absoluter Dampfdruck im Kessel	Atmosphären	8,—
Grösse des schädlichen Raumes	Liter	8,00
Ganzes Volumen des Cylinders	„	129,56
Vom expandirten Dampf eingenommenes Volumen	„	48,36
Dem Nacheilen des Schiebers entsprechendes Volumen	„	4,90

Nummer der Rast der Dampf-Distribution . .	2	3	4	5	6	7	8
Mittleres zurückgedrängtes Volumen (Liter) . . .	55,94	45,15	36,21	29,44	24,73	20,81	17,86
Mittler. angesaugtes Netto-Volumen (Liter) . . .	16,36	31,15	40,09	46,66	51,37	55,29	58,24

Bei der ersten Rast würde die Rechnung ein negatives Saugvolumen ergeben, was mit den mit dem Watt'schen Indicator gefundenen Resultaten übereinzustimmen scheint (Tafel II).

Mit Hülfe dieser verschiedenen Elemente kann man eine Tabelle zusammenstellen, welche für die verschiedenen Admissionsgrade und für verschiedene in Kilometern per Stunde ausgedrückte Geschwindigkeiten die nöthige Wassereinspritzung gibt; die als Beispiel dienenden Geschwindigkeiten wurden so gewählt, dass sie einer ganzen Anzahl Cylinderfüllungen per Secunde entsprechen; die Geschwindigkeiten V sind in Kilometern per Stunde ausgedrückt.

Tabelle der Einspritzungen in Kilogrammen per Minute.

Nummer der Rast	$v = 21$	$v = 28$	$v = 35$	$v = 42$
	Kilogramm	Kilogramm	Kilogramm	Kilogramm
2	3,5	4,6	5,8	8,0
3	6,8	9,1	11,3	13,6
4	8,7	11,7	14,6	17,5
5	10,2	13,6	17,0	20,4
6	11,2	14,9	18,7	22,5
7	12,1	16,1	20,1	24,3
8	12,7	17,0	21,2	25,4

Diese Rechnungen in Verbindung mit einer Tabelle über die Ausflussmengen des Einspritzhahnes sind ein nützliches Auskunftsmittel für jene Ingenieure, welche Versuche zu machen haben. Sie können übrigens mittelst practischer Versuche verificirt und corrigirt werden und dann die Grundlage zur Aufstellung eines Rechenknechtes oder einer Hilfstabelle für den Maschinisten bilden, in welcher statt der in Kilogrammen ausgedrückten Ausflussmengen die Nummern der Theilstriche der betreffenden Scala vermerkt werden könnten.

Die vorstehend berechneten Elemente sind zu stark, besonders für die niedrigeren Rasten; um sie zu corrigiren, müsste man bei einer Reihe von Fahrten auf verschiedenartig geneigten Ebenen und bei verschiedenen Geschwindigkeiten beobachten, bis zu welchem Punkte man bei jeder Admission den Hahn öffnen oder schliessen muss, um nur die in minimo nothwendige Dampfvolke über dem Rauchfang zu erhalten. Vergleicht man dann diese Resultate mit denen der berechneten Tabelle, so wird man annäherungsweise finden, in welchem Verhältnisse man die Angaben der Rechnungen reduciren muss. Diese würden gleichsam als Unterlage für die Aufstellung der definitiven Hilfstabelle dienen.

§. 3. Grenze der Arbeit des Gegendampfes.

Die Anwendung des Gegendampfes hat eine Grenze, nämlich die des mittleren Widerstandsdruckes, welchen man in den Cylindern erhalten kann. Betrachtet man die Diagramme der Tafel II, welche unter verschiedenen Umständen bezüglich der Admission und der Einspritzung

abgenommen wurden, so sieht man, dass bei gleicher Dampfadmission in den Cylindern dieser mittlere Druck viel schwächer sein muss, als im gewöhnlichen Gange. Dieses rührt besonders davon her, dass während der Periode des Ausdrückens keine Widerstandsarbeit hervorgebracht wird; während der Compression, welche nach der Abschliessung der Ausströmungsöffnung eintritt, ist diese Arbeit gering; endlich stellt sich der Druck des direct aus dem Kessel eingelassenen Dampfes nur allmählig her; man erhält demzufolge ein unregelmässiges Diagramm statt eines stetig verlaufenden, wie beim gewöhnlichen Gange.

Die Expansion des Dampfes im schädlichen Raume schneidet auch ein viel grösseres Stück vom Diagramm weg, als die Compression beim gewöhnlichen Gange.

Diese Ursachen der Verminderung des mittleren Druckes oder der Fläche des Gegendampf-Diagrammes haben zur Folge, dass für die schwachen Admissionen dieser mittlere Druck gleich Null oder negativ wird.

Um mich über die mögliche Maximalarbeit des Gegendampfes aufzuklären, habe ich unter Zugrundelegung des Diagrammes der Fig. 5, Tafel II, und mit Hülfe von Diagrammen, welche unter denselben Admissionsbedingungen beim gewöhnlichen Gange aufgenommen worden sind, ein Diagramm der directen Wirkung zusammengestellt und die Flächen oder die mittleren Drucke mit einander verglichen; ich fand dafür das Verhältniss $\frac{2}{3.7} = 0,54$.

Da die Admission in diesem Beispiel nur 67% beträgt, so kann man annehmen, dass bei voller Admission während 75 bis 80% des Hubes man für dieses Verhältniss reichlich 60% erhalten würde.

Diese Grenze hängt gleichzeitig von dem räumlichen Inhalte des freien Raumes und von der angenommenen Art der Regelung der Dampf-distribution ab. Diese Regelung ist bis jetzt, besonders für die Personenzugmaschinen, ausschliesslich der Art combinirt worden, um eine grosse Expansion, oder richtiger gesagt, eine gute Distribution beim schnellsten Gange der Maschine zu erhalten; zu diesem Zwecke gibt man den Excentern eine grosse Winkelvoreilung, und um die Ausströmung bei grosser Ganggeschwindigkeit zu erleichtern, gibt man der Ausströmung ein grosses Voreilen. Dies hat zur Folge, dass die Maximaladmission bei vollem Gange höchstens nur bis zu 75% stattfindet. Sie ist oft so reducirt, dass die Ingangsetzung schwer wird. Alles dies ist für den Vorwärtsgang vorthellhaft, nicht aber für den Gang mit Gegendampf, dessen Maximalarbeit dadurch beschränkt wird. Bei den Güterzugmaschinen,

bei welchen die Anforderungen anderer Art sind, wie bei Personenzugmaschinen, findet im allgemeinen eine derartige Verrenkung der Distribution, welche den Zweck hat, mit Hilfe der Stephenson'schen Coullisse mit einem einzigen Schieber eine annehmbare variable Expansion zu erreichen, nicht statt; deshalb sind auch die Resultate, bezüglich der Wirksamkeit des Gegendampfes, hier vortheilhafter. Wären die Excenter im rechten Winkel zur Kurbel aufgekeilt, wäre kein Spiel in den Distributionsbestandtheilen, und wäre die Coullisse derart construirt, dass an jedem Ende derselben die Schieberstange ihre Bewegung nur von der correspondirenden Excenterstange erhalte, so wäre das Diagramm des Gegendampfes bei vollem Gange, ebenso wie jenes bei gewöhnlichem Vorwärtsgange, ein Rechteck; es würde selbst eine grössere Fläche darstellen und einen grössern mittleren Druck ergeben; denn wenn bei gewöhnlichem Gange die Geschwindigkeit etwas erheblich wird, so gestaltet sich der Druck im Cylinder etwas geringer als der im Kessel, wegen des Widerstandes in den Dampfzuleitungsröhren und in den Dampfwegen des Cylinders; wohingegen bei der Ausströmung wegen derselben, jedoch entgegengesetzt wirkenden Ursache, der Dampfdruck im Cylinder nicht ganz bis zu dem der äussern Atmosphäre niedersinkt. Aus demselben Grunde würde der Druck in den Cylindern beim Zurückdrängen des Gegendampfes in den Kessel grösser als im Kessel werden.

Das Verhältniss der Maximalarbeit des Gegendampfes zu der des direct wirkenden Dampfes liegt daher in der Hand des Ingenieurs, welcher die Elemente der Dampfvertheilung angibt. Er muss den Dienst, den die Maschine erfüllen soll, berücksichtigen, und wenn die Anwendung des Gegendampfes häufig zu geschehen hat, so muss er dahin trachten, von dem Gegendampfe das Maximum von Widerstandsarbeit dadurch zu erzielen, dass er den schädlichen Raum und besonders den räumlichen Inhalt der Dampfwege möglichst vermindert, dass er die Keilungswinkel so wie das Voreilen der Dampfadmission und der Ausströmung gut wählt, endlich dass er die Coullisse so construirt, dass sie die Dampfadmission während des möglichst grossen Theiles des Schubes gestattet. Bei den jetzigen Lastzugmaschinen kann man gewöhnlich auf eine Widerstandsarbeit des Gegendampfes von 60% der directen Arbeit des Dampfes rechnen; bei eintretender Nothwendigkeit könnte man versuchen, diese Ziffer bis zu 70 oder 75% zu erhöhen.

Eine Combination, die man in Erwägung ziehen könnte, deren Vortheile ich aber nicht in der Lage bin, im Voraus zu beurtheilen, wäre

die, den Excentern für den Rückwärtsgang nur eine kleine Winkelvoreilung zu geben, insofern dadurch für den gewöhnlichen Gang keine allzu schädliche Störung in den Bedingungen der variablen Expansion entstehen würde; es würde dies darauf herauskommen, dass man den Gang mit dem Tender nach vorne, jenem mit Gegendampf zum Opfer brächte.

Unter allen Umständen findet die Arbeit des Gegendampfes eine natürliche Grenze in dem Schleifen der Triebräder. Bei dem jetzigen Stande der Dinge sieht man manchmal, dass die Maschinen bei der auf 60% der directen Arbeit geschätzten Maximalarbeit des Gegendampfes schon gleiten. Würde man bis auf 70 oder 75% gelangen, so würde dieses Gleiten viel häufiger vorkommen. So sehr auch das Interesse vorwaltet, die Arbeit des Gegendampfes zu vermehren, so hat dasselbe, wie man sieht, seine Grenze; es wäre unnütz, die Herstellung einer Dampfbremse von aussergewöhnlicher Stärke anzustreben, wenn dieselbe durch den Mangel an Adhäsion unwirksam gemacht würde. Wie dem aber auch sei, so halte ich dafür (es ist dies allerdings nur eine Ansicht), dass die Grenze bei 70 oder 75% als angemessen zu erachten wäre. Man muss nämlich nicht aus dem Auge verlieren, dass die Ingenieure in manchen Fällen den Cylindern systematisch grosse Dimensionen geben, um nur mit einer ausgedehnten Expansion zu arbeiten; diese Maschinen könnten sowohl wegen unzureichender Adhäsion, als auch wegen zu geringer Verdampfung nicht mit voller Admission arbeiten: dagegen kommt diese Combination dem Gegendampfe vortheilhaft zu Statten und kann ein Mittel zur Vergrösserung des vorerwähnten Verhältnisses der Widerstandsarbeit abgeben.

Im Ganzen genommen muss heutigen Tages bei Entwerfung von Locomotivplänen die Frage bezüglich des Gegendampfes in ernstliche Erwägung gezogen werden.

Hat man das Verhältniss zwischen der Widerstandsarbeit und der Zugarbeit bestimmt, so kann man sich von der Supplementarlast Rechenschaft geben, welche durch eine Maschine auf einer schiefen Ebene hinuntergefahren werden kann, im Vergleiche zu jener, welche sie hinauf zu fördern im Stande ist.

Unterstellt man eine Maschine mit 8 gekuppelten Rädern im Gewichte von 46 Tonnen, oder, einschliesslich des Tenders, von 62 Tonnen und stark genug, um auf einer schiefen Ebene von 18 Millimetern Steigung pro Meter, 15 Güterwaggonen von 14½ Tonnen Brutto-Gewicht und welche zur Hälfte mit Oel, zur Hälfte mit Fett geschmiert sind,

mit einer Geschwindigkeit von 15 bis 16 Kilometer per Stunde hinaufziehen zu können, so kann der stete Kraftaufwand der Maschine bezüglich der Reibung der Waggon, nach den practischen Formeln der Herren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné *) auf folgende Art berechnet werden:

Widerstand des gezogenen Zuges 217,5 Tonnen zu 2,77 Kil.	
per Tonne	„ 602
Widerstand der Maschine und des Tenders als Fahrzeug betrachtet, von 62 Tonnen Gewicht, zu 10 Kil. per Tonne	„ 620
Supplementar-Widerstand der arbeitenden Maschine, zu 10 Kil. per Tonne, bei 46 Tonnen	„ 460
Wirkung der Schwere 279,5 Tonnen \times 18	„ 5031
Total in Kilog.	6713

Bezeichnet man mit x die Supplementar-Belastung, welche die Maschine bei einer grösseren Geschwindigkeit z. B. 30 Kilometer per Stunde, bei welcher der Widerstands-Coefficient der Wagen auf 3,47 Kil. sich erhöht, nach abwärts wird bringen können, und unterstellt, dass die Maximalarbeit des Gegendampfes bei vollem Gange 0,60 der beim Hinauffahren entwickelten Zugarbeit sei, so erhält man:

$$(279,5 + x) \times 18^{\text{Kg}} - (217,5 + x) \times 3,47 = 1080^{\text{Kg}} = 0,60 \times 6713^{\text{Kg}}$$

woher $x = 57,84$ Tonnen, also beiläufig 4 Waggon zu $14\frac{1}{2}$ Tonnen. Die Maschine, welche 15 Waggon hinaufziehen würde, könnte 19 hinunterführen.

Diese Ziffern stimmen ziemlich mit den Resultaten einer Reihe von Versuchen überein, die ich zu machen Gelegenheit hatte.

Mittelst einer ähnlichen Rechnung kann man annähernd die Neigung einer schiefen Ebene finden, auf welcher ein von einer gegebenen Maschine hinaufgezogener Zug beim Hinunterfahren nicht höher belastet werden kann, insofern die Maschine allein seine Geschwindigkeit mässigen soll. Setzt man dieselben gegebenen Grössen voraus, nämlich 16 und beziehungsweise 30 Kilometer für die Geschwindigkeit, 6700 Kilogramm in runder Ziffer für die Zugkraft, welche die Maschine beim Hinauffahren entwickeln kann; bedeutet ferner i die Neigung in Millimetern per Meter und T die Last des gezogenen Zuges, so erhält man:

*) Ueber den Widerstand der Bahnzüge und die Stärke der Maschinen von Herren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné. 1868. — Eugène Lacroix. Verleger in Paris.

$$T \times 2,77 + 1080 + (T + 62) i = 6700 \text{ Kil.}$$

$$(T + 62) i - 1080 - T \times 3,47 = 0,60 \times 6700 = 4020 \text{ Kil.}$$

woraus $T = 83,33$ Tonnen und $i = 37,08$ Millimeter.

Unterstellt man für das Hinunterfahren dieselbe Geschwindigkeit von 16 Kilometern per Stunde wie für das Hinauffahren, so findet man $T = 93,86$ Tonnen und $i = 34,39$ Millimeter.

Aus diesen Berechnungen kann man den Schluss ziehen, dass eine schiefe Ebene von 34 bis 35 Millimeter Neigung per Meter nach beiden Richtungen mittelst Maschinen mit 8 gekuppelten Rädern, welche Züge von 7 bis 8 Güterwagen von je 12 bis 13 Tonnen Bruttolast, oder von 11 bis 12 Personenwagen, mit einer Geschwindigkeit von 15 bis 16 Kilometer per Stunde hinaufbefördern, befahren werden könnte, ohne dass es nöthig wäre, beim Hinunterfahren die Bremsen zu Hülfe zu nehmen.

Diese Belastungs-Ziffern würden sich verdoppeln, wenn zwei Maschinen, nämlich beim Hinauffahren eine vorne, die andere hinten am Zuge und beim Hinabfahren beide vorne am Zuge, in Anwendung gebracht würden. —

Man kann sich leicht in annähernder Weise Rechenschaft von der Erheblichkeit der vom Gegendampfe zu erwartenden Mitwirkung beim Anhalten der Züge, im Vergleiche zu den gewöhnlichen Bremsen, geben.

Zahlreiche Versuche sind zur Bestimmung der Reibung der Waggonräder auf den Schienen gemacht worden für den Fall, wo bei vollständig angezogener Bremse die Räder zwischen den Bremsklötzen festgeklemmt sind. — Im mittleren Durchschnitte kann man den Reibungs-Coefficienten zu 0,16 annehmen; derselbe stellt das Verhältniss zwischen dem Bewegungs-Widerstande eines gebremsten Waggons und dessen Gewichte dar, oder besser dem Gewichte, welches die Schienen in Berührung mit den gebremsten Rädern auszuhalten haben.

Man kann ferner annehmen, dass man entweder durch die Regelung der Distribution, oder durch Anwendung von übergrossen Cylindern, beim Gange mit Gegendampf 0,60 und selbst 0,70 der Arbeit beim directen Gange erhalten kann. Endlich hat die Erfahrung gezeigt, dass die eigenen Widerstände der Maschine viel bedeutender sind, wenn die Schieber mit Dampf belastet sind, als wenn sie durch Verschliessen des Regulators entlastet werden, wie dies immer geschieht, wenn man zum Anhalten des Zuges einzig und allein die Bremsen verwendet. — Die Reibungen der Schieber auf den Spiegeln, der Excenterringe auf ihren Scheiben u. s. w. bilden eine Arbeitssumme, die der Fortbewegung einen

Widerstand von 10 oder 12 Kilogrammen per Tonne Gewichtes der Maschine, also etwa im Mittel von 11 Kilogramm, entgegengesetzt.

Wenn man ausserdem unterstellt, dass die Maschinen für eine Adhäsion von $\frac{1}{6}$, d. h. so construirt seien, dass die vom Dampfe auf den Kolben entwickelte Zugkraft $\frac{1}{6}$ des von den Schienen an der Berührungsstelle mit den Triebrädern zu tragenden Gewichtes beträgt, so kann man folgende Relation aufstellen, in welcher

P das Gewicht der Maschine in Tonnen, ohne Tender, bedeutet;

π das adhärirende Gewicht oder die Last der Triebräder auf den Schienen, in Kil. (wenn alle Räder gekuppelt sind, so ist $\pi = P \times 1000$);

F das totale Gewicht in Kilogrammen oder die totale Belastung der Schienen an ihrer Berührungsstelle mit den gebremsten Rädern, deren Bremsen der Bewegung einen eben so grossen Widerstand entgegenstellen, als der Gegendampf, wenn nämlich 0,65 für das Verhältniss zwischen der Arbeit des Gegendampfes und derjenigen des Dampfes im directen Gange angenommen wird. Man erhält dann:

$$\frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0,65 + 11 P = 0,16 F.$$

Nimmt man an, dass die Triebachsen oder Tragachsen bei was immer für Maschinen die Schienen mit 12 Tonnen belasten und dass ein belasteter Bremswaggon 10 Tonnen wiegt, so erhält man folgende Resultate:

	Werth von F	Aequivalente Zahl der Waggons mit Bremse
Maschine mit 8 gekuppelten Rädern	35800 Kil.	$3\frac{1}{2}$
„ „ 6 „ „	26850 „	$2\frac{2}{3}$
„ „ 4 „ „	18725 „	$1\frac{3}{4} - 2$
„ „ unabhängigen „	15000 „	1

Dieser Vergleich wäre aber nicht richtig, wenn man den Bedingungen nicht Rechnung trüge, unter welchen die beiden Systeme beim Anhalten in Anwendung kommen.

Der Gegendampf wirkt augenblicklich; 2 oder höchstens 3 Secunden sind dem Maschinisten nothwendig, um von dem Vorwärtsgang auf den Rückwärtsgang überzugehen, was ohne den Regulator zu schliessen bewerkstelligt wird; sollen hingegen die Bremsen angezogen werden, so muss der Maschinist zuerst mehrere kurz abgebrochene Pfeifensignale

geben, und bei vorhandener Gefahr dieselben noch einmal wiederholen, um die Aufmerksamkeit der Bremsenwärter noch reger zu machen; diese haben dann eine Manipulation vorzunehmen, welche nicht augenblicklich vor sich gehen kann, und welche sie oft mit Nachlässigkeit oder in ungenügender Weise ausführen; zudem müssen die Bremsen in gutem Zustande und gut regulirt sein. Endlich kann der Zustand der Schienen den Effect der Bremsen zum grossen Theile paralysiren, während der Gegendampf bis zu der Grenze, wo das Schleifen der Triebräder beginnt, seine volle Wirksamkeit behält und, falls das Schleifen wirklich eintritt, der Maschinist durch Oeffnen des Sandkastens Hülfe schaffen kann.

Man kann selbst hinzufügen, dass mit den Bremsen angestellte Versuche zu ergeben scheinen, dass bei grosser Geschwindigkeit der Reibungs-Coefficient der festgeklemmten Räder kleiner wird, während die Wirkung des Gegendampfes unverändert bleibt.

Aus alle diesem geht hervor, dass, wenn es möglich wäre bezüglich des, während der Ausführung der zum Anhalten erforderlichen Manipulationen, zurückgelegten Weges einen richtigen Vergleich zwischen den Bremsen und dem Gegendampfe anzustellen, man mit Rücksicht auf die für gewöhnlich gebräuchlichen Bremsen zu Gunsten des Gegendampfes auf eine Constante rechnen könnte, welche je nach der Geschwindigkeit zu 40 bis 60 Meter zu veranschlagen ist.

Vom practischen Standpunkte aus kann man annehmen, dass jede Triebachse einer mit Gegendampfapparat versehenen Maschine einen im guten Zustande befindlichen Bremswaggon im Gewichte von 10 bis 12 Tonnen zu ersetzen vermag.

§. 4. Wirkungen des Gegendampfes in den Curven.

Es könnte gegen die Anwendung des Gegendampfes zur Mässigung der Geschwindigkeit beim Hinunterfahren einer schiefen Ebene und zum Anhalten in den Stationen der Einwurf gemacht werden, dass in gebirgigen Gegenden die starken Neigungen in den meisten Fällen gleichzeitig mit Krümmungen von kleinen Halbmessern vorkommen, dass die Züge oft durch Ausweichgeleise, deren Krümmungshalbmesser nur zweihundert und fünfzig Meter und noch weniger beträgt, fahren müssen, um zu der ihnen zum Anhalten angewiesenen Stelle zu gelangen, und dass man sich daher fragen muss, ob es nicht nachtheilig ist, unter diesen Umständen den ganzen Widerstand der Maschine zu entlehnen, und ob nicht die vorderen Waggons, welche von den hinteren gegen die

Widerstand leistende Maschine gepresst werden, Gefahr laufen, in Folge einer Art Ausbauchung des Zuges, aus den Schienen zu kommen.

Einige einfache, aber hinreichend genaue Berechnungen zeigen, dass, wenn diese Unzukömmlichkeit auch wirklich vorhanden ist, sie es doch nur in ziemlich unerheblichem Maasse ist, und dass sie in keinem Verhältnisse zu den Vortheilen steht, welche ein gleichmässiges Hinunterfahren auf einer schiefen Ebene oder die leicht zu bewerkstelligende Mässigung der Geschwindigkeit beim Einfahren in die Stationen darbietet.

Ein Waggon, der mit Federbuffern versehen ist, stützt sich in einer Curve von kleinem Halbmesser auf den vorderen Waggon, indem er auf die beiden Buffer einen ungleichen Druck, nämlich auf der convexen Seite der Bahn einen etwas kleineren Druck als auf den concaven hervorbringt; er wird seinerseits auf dieselbe Art von dem folgenden Waggon gedrückt.

Vorne, sowie rückwärts ist der von ihm ausgeübte oder empfangene Druck schief gegen seine Längsachse gerichtet, und diese Kräfte verursachen eine transversale Componente, welche den Waggon aus der Bahn abzulenken strebt, davon aber durch die Spurkränze verhindert wird. Der Druck am vorderen Theil ist dem am hinteren Theil nicht genau gleich, weil beim Hinunterfahren jeder Waggon für sich der resultirenden Wirkung von zwei Kräften unterworfen ist, die von zwei entgegengesetzten Seiten auf ihn einwirken, nämlich die Componente der Schwerkraft, welche ihn fortzureissen, und seine eigene Reibung, welche ihn zurückzuhalten sucht.

Man kann die Rechnung dadurch vereinfachen, dass man die einzelnen auf die Buffer wirkenden Kräfte durch ihre Resultirende oder Summe ersetzt, und dabei unterstellt, dass ihre Angriffspunkte sich in dem Durchschnitte der Waggon-Mittellinie befinden, wie es Fig. 5, Taf. I, zeigt, wo diese Durchschnittspunkte ein Vieleck $a a' a'' \dots$ bilden.

Es sei $a a'$ der erste Waggon nach dem Tender, in einem Zuge von 40 Waggons, jeder zu 10 Tonnen Bruttogewicht, der bei einer Geschwindigkeit von 30 Kilometer per Stunde auf einer 10 Millimeter per Meter geneigten schiefen Ebene, durch die Arbeit des Gegendampfes einer Maschine mit 8 gekuppelten Rädern bei voller Admission aufgehalten werden soll.

Der von dem ganzen angehängten Zuge auf den Tender ausgeübte Druck wird, wenn man wie beim vorhergehenden Beispiele einen mitt-

leren Widerstand von 3,47 Kilogrammen unterstellt, gleich sein
 $(10 - 3,47) 400 = 2612$ Kilogr.

Diese Ziffer stimmt mit derjenigen überein, welche man durch dynamometrische Versuche unter denselben Bedingungen erhalten würde.

Wenn der Zug in eine Curve, deren Halbmesser R wäre, einbiegt, und wenn l die Länge des Waggons zwischen den Buffern ist, so zerlegt sich der vorne ausgeübte Druck in zwei Kräfte, wovon die eine in der Richtung des Waggons gleich $2612 \times \cos \alpha$, die andere darauf senkrechte gleich $2612 \times \sin \alpha$ ist.

Am anderen Ende des Waggons in a' ist der Druck und Gegen-
 druck, welche bei der Berührung entstehen, und welche einander gleich sind, da eine gleichförmige Bewegung vorausgesetzt wird, gleich

$$2612 \text{ Kg. } \sin \alpha - 10 T \times 6,53;$$

6,53 ist nämlich die Differenz $10 - 3,47$ zwischen dem Coefficienten der Schwerkraft und dem des Reibungswiderstandes der Waggons; die auf die Achse des Waggons senkrechte Componente wird gleich sein

$$(2612 \text{ K. } \cos \alpha - 65,3 \text{ K.}) \sin \alpha.$$

Der Waggon wird also von den beiden hier ermittelten Kräften gegen die convexe Seite der Curve gedrückt.

Nimmt man $l = 7^m$ und $R = 350^m$ an, so wird man haben:

$\sin \alpha = \frac{1/2 l}{R} = 0,01$ und $\cos \alpha = \sqrt{1 - (0,01)^2} = 1,00$. Der wirkliche Werth dieser zwei Componenten wird also sein:

$2612 \sin \alpha = 26,12$ Kilogramm und $(2612 \cos \alpha - 65,3) \sin \alpha = 25,46$ Kilogr. Die Kraft, welche bestrebt sein wird, diesen ersten Waggon aus dem Geleise zu bringen, wird im Ganzen 51,58 Kilogramm betragen. Diese Grösse ist geringer als die Vergrößerung, welche die Centrifugalkraft durch schwache Variationen in der Geschwindigkeit erfährt.

Die Geschwindigkeit von 30 Kilometern in der Stunde entspricht einer solchen von $V = 8,333$ Meter in einer Secunde; unterstellt man eine Curve von 350 Meter Halbmesser, so wird die Wirkung der Centrifugalkraft auf einen Waggon von 10 Tonnen oder 10000 Kilogrammen Gewicht gleich sein*)

$$\frac{10000 V^2}{g R} = 202,3 \text{ K.}$$

Unterstellt man, dass die Geschwindigkeit von 30 bis zu 36 Kilometern zunehme, also 10 Meter per Secunde betrage, so steigt die

*) $g = 9,8083$.

Centrifugalkraft für denselben Waggon von 10 Tonnen auf 291 Kilogramm. Die vorher berechnete Kraft, die den Waggon zu entgleisen sucht, wird also viel kleiner sein, als die Vergrößerung, welche die Wirkung der Centrifugalkraft durch die Vermehrung der Geschwindigkeit um 6 Kilometer erfährt.

Nehmen wir den Halbmesser der Curve um die Hälfte kleiner an, indem wir wie vorher für die Länge desselben die Entfernung vom Curvenmittelpunkte bis zum Mittelpunkte des Waggons nehmen, so wird $\sin \alpha = 0,02$ und $\cos \alpha = \sqrt{1 - (0,02)^2} = 1$, und wir erhalten für die beiden vom Nachschube des Zuges und von dem durch die Maschine geleisteten Widerstände herrührenden Componenten die Werthe von 52,24 Kilogr. und 50,93 Kilogr.; die Kraft, welche auf Entgleisung hinwirkt, wird also im Ganzen 103,17 K. sein.

Bei der Geschwindigkeit von 30 Kilometern per Stunde wird dagegen die Centrifugalkraft, bei einer Curve von 175 M. Halbmesser, gleich 404,6 Kg. und bei der Geschwindigkeit von 36 Kilometern 582 Kg. Die Kraft, welche auf Entgleisung des Waggons hinwirkt, wäre also noch bedeutend geringer, als die Vermehrung der Centrifugalkraft durch die Vergrößerung der Geschwindigkeit des Zuges um $\frac{1}{5}$. Eine Gleichheit dieser Kräfte würde erst dann eintreten, wenn der Waggon beinahe ganz unbeladen wäre und dann nur noch ein Bruttogewicht von 6 Tonnen hätte.

Um die Wirkung der mehrerwähnten Componentialkräfte ganz zu vernichten, würde es hinreichen, die äussere Schiene noch etwas höher zu legen, als die Berechnung auf Grund der beispielsweise angeführten Geschwindigkeiten ergibt. Aber es muss noch besonders bemerkt werden, dass der Gang mit Gegendampf die besondere Eigenthümlichkeit darbietet, dass er gestattet, die Geschwindigkeit in andauernder Weise ganz gleichförmig zu gestalten, während beim Hinunterfahren mit Hülfe von Bremsen die Geschwindigkeit äusserst unregelmässig ist, so zwar, dass sie um das Doppelte und mehr variiren kann. Die Geschwindigkeits-Verminderung wird nämlich dadurch erreicht, dass der Maschinist mit der Pfeife ein Zeichen gibt, entweder um die Bremsen anzuziehen, oder um sie nachzulassen; ist die Geschwindigkeit zu gross, so gibt der Maschinist mittelst der Pfeife das Bremssignal und die Bremswärter ziehen ihre Bremsen vollständig an; die beabsichtigte Wirkung wird überschritten und die Geschwindigkeit allzusehr vermindert; der Maschinist gibt einen Pfiff um die Bremsen nachzulassen, der Zug erhält wieder seine Beschleunigung und mit diesen immerwährenden Geschwin-

digkeitsänderungen gelangt er am Fusse der schiefen Ebene an, ohne dass ein regelmässiger Gang erzielt werden konnte.

Man kann schätzungsweise annehmen, dass, wenn man behufs Regelung des Ganges sich der Bremsen bedient und eine mittlere Geschwindigkeit von 30 Kilometern erzielen will, man von dieser Abweichungen in plus oder in minus erfährt, welche 10 bis 15 Kilometer erreichen, so dass die Geschwindigkeit in Wirklichkeit zwischen 15 oder 20 bis zu 40 oder 45 Kilometer variirt.

Die Ingenieure, welche Gelegenheit hatten, die beiden Vorgänge zu vergleichen, sind nicht im Zweifel darüber, dass die Anwendung des Gegendampfes beim Hinunterfahren einer schiefen Ebene, selbst wenn die normale Ueberhöhung der äusseren Schiene nicht vermehrt wird, eine höchst schätzenswerthe Sicherheit zur Folge hat.

Ebenso verhält es sich auch beim Anhalten in den Stationen; ist die Wirkung des Gegendampfes mächtig, so geht die Geschwindigkeits-Abnahme des Zuges schneller vor sich, der Maschinist hat die Geschwindigkeit ganz in seiner Hand und kann mit einer geringeren Geschwindigkeit durch die Schienenwechsel durchfahren. Soll der Zug, ohne anzuhalten, auf eine Zweigbahn übergehen, und schreiben die Dienstvorschriften eine Verminderung der Zugsgeschwindigkeit vor, so erreicht der Maschinist das vorgeschriebene Maass der Geschwindigkeit viel sicherer und rascher.

Jedenfalls hat die Anwendung des Gegendampfes, welche sich seit zwei Jahren immer mehr und mehr in Frankreich verbreitet hat, wo bereits 1800 Maschinen mit dem Apparate versehen sind, niemals zu Einwendungen der eben besprochenen Art eine Berechtigung gegeben.

§. 5. Gang mit geschlossenem Regulator.

Die Beobachtung der beachtenswerthen Erscheinung, dass man bei Anwendung des Gegendampfes und alleiniger Einspritzung von Wasser die Reibungsflächen sehr schlüpfrig erhält, hat die Ingenieure der Orléans Eisenbahn zu einer sehr interessanten Anwendung geführt, bezüglich welcher man zwar die Versuche noch nicht beendigt hat, welche aber für die Praxis nützliche Resultate verspricht.

Wenn ein Zug eine schiefe Ebene hinunterfährt, deren Neigung sich der Grenze nähert, bei welcher die beschleunigende Kraft der Schwere bei normaler Geschwindigkeit im Gleichgewicht mit den Widerständen steht, so schliesst der Maschinist seinen Regulator und stellt

den Umsteuerungshebel an das Ende des Vorwärtsganges. — Die Erfahrung lehrt, dass unter diesen Umständen eine bedeutende Abnützung der reibenden Flächen, besonders der Kolbenringe stattfindet, und man bemerkt, dass dabei eine bedeutende Temperaturerhöhung der Cylinder erfolgt.

Ohne in's Detail der sehr complicirten Wirkungen einzugehen, welche die Compression, die Ausdehnung, die Abhebung der Schieber etc. unter diesen Umständen hervorbringen, so ersieht man dennoch, dass während der Periode der vorzeitigen Ausströmung Verbrennungsgase aus dem Rauchkasten in die Cylinder eintreten. Wenn der Regulator die Communication des Kessels mit den Cylindern genau abschliesst, so wird der Dampf, der das Dampfrohr und den Schieberkasten ausfüllt, sehr bald verschwinden, sei es, dass er sich in diesen Räumen condensirt, sei es, dass er sich mit den Gasen vermischt und mit ihnen ausgestossen wird.

Die Kolben und Schieber bewegen sich dann in einer trockenen und heissen Atmosphäre; die Reibungen sind trocken und verursachen eine Erhitzung, welche die zu Ende der Ausströmung durch die Compression erzeugte Wärme noch vermehrt. Während der Admissions- und Expansions-Periode dehnen sich die Gase aus und es bildet sich eine theilweise Luftleere, wenn nicht etwa der Schieber durch den unter ihm in dem Ausströmungscanale herrschenden atmosphärischen Druck abgehoben wird, und wenn sich die Cylinder nicht auf diesem indirecten Wege füllen; diese Ausdehnung, vorausgesetzt, dass sie stattfindet, scheint jedoch nicht zu genügen, um die entwickelte Wärme compensiren zu können.

Man kann diesen Sachverhalt durch Benützung der Einspritzrohre des Gegendampfes verbessern, indem man dadurch die schädliche Beschaffenheit der Atmosphäre, in welcher sich die Kolben bewegen, verändert; es genügt dazu, mittelst dieses Rohres und der dazu gehörigen Hähne Dampf oder Wasser, oder besser noch Wasser und Dampf einzuspritzen.

Mittelst des Dampfes kann man den Rücktritt der Verbrennungsgase verhindern, mittelst des Wassers die reibenden Flächen schlüpfrig machen und die durch die Compression entwickelte Wärme absorbiren. Die Umstände sind nicht mehr dieselben, wie beim Gange mit Gegendampf. Es findet keine Rückgabe der, auf die innere Verdampfung verwendeten Wärme an das Metall der Cylinder statt; spritzt man Wasser allein ein, so sinkt ihre Temperatur schnell auf 100° und wahrscheinlich sogar noch darunter, wenn sich eine theilweise Luftleere während der Admission und der Expansion bildet.

Der wässerige Nebel, welcher aus dem Kessel mit 100° ankommt, bringt viel Wasser und wenig Dampf mit und dieser kann sich condensiren. Die Erfahrung zeigt, dass die Reibungsflächen in ausgezeichneter Weise schlüpfrig erhalten werden; aber es sammelt sich viel Wasser im Cylinder an und wenn die Reinigungshähne nicht ziemlich oft geöffnet würden, so könnten Beschädigungen vorkommen.

Spritzt man nur Dampf ein, so werden die Erwärmungs- und Abnutzungs-Erscheinungen zwar sehr merklich vermindert, allein der Dampf wird überhitzt, und die Reibungen gehen ebenfalls trocken vor sich.

Die in der Ausführung begriffenen Versuche werden lehren, was vortheilhafter ist; wahrscheinlich dürfte es eine Einspritzung von Dampf mit einer mässigen Wassermenge sein, wobei der Maschinist die Vorsicht gebrauchen müsste, von Zeit zu Zeit die Reinigungshähne zu öffnen, um das etwa vorhandene überflüssige Wasser auszulassen.

Hätte man diese Details des Maschinendienstes früher mit der nöthigen Aufmerksamkeit untersucht, so würde man wahrscheinlich die Nothwendigkeit erkannt haben, dass man, um Abhilfe zu schaffen, eine gewisse Menge Wassers oder wässerigen Dampfes in das Ausströmungsrohr einleiten müsse und man hätte auf diesem indirecten Wege auf das jetzige System des Gegendampfes kommen können.