

Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift

"Nainen Kikan" (Die Brennkraftmaschine)

Band 3, Heft Nr.25, Juli 1964, Seite 61 - 66

Die problematischen Punkte der Wasserkühlungs-
systeme bei den Brennkraftmaschinen für
Kraftfahrzeuge

von Hiroshi Hayashi

in Firma Hino-Automobil-
industrie-AG

Vorwort

Wenn man die Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeuges mit einem Kühlsystem ausrüstet, dann muß man die vom Motor abgestrahlte Wärmemenge, den für den Kühler zur Verfügung stehenden Platz, die durch Lüftung des Motorraumes, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs, die Temperatur der Außenluft, das eventuelle Vorhandensein einer Klimaanlage, eines Drehmomentwandlers, eines Ölkühlers usw., den Verwendungszweck des Fahrzeugs, im Falle eines Benzinmotors die Klopfgrenze, den sogenannten "vapour lock" und all die verschiedenen anderen Bedingungen berücksichtigen und so das Kühlsystem entsprechend diesen Bedingungen möglichst günstig und wirtschaftlich gestalten.

Stuttgart

Das Kühlsystem hat sozusagen eine Aufgabe zu übernehmen, wie sie im menschlichen Körper den Absonderungsgefäßen zukommt; es kommt zwar selten vor, daß es an der Oberfläche zutage tritt, seine Funktion ist jedoch überaus wichtig, und wenn diese einmal aus dem Gleichgewicht kommt, dann zeigt es sich sofort, von welchem großen Einfluß dies auf die Arbeit des Motors ist (so setzt sich z.B. am Kolben Ruß ab, der Zylinderkopf bekommt Risse, diese und andere Schäden sind die Folgen der Überhitzung, das Öl wird

schlechter, die Lebensdauer des Motors wird geringer, an der Wasserpumpe usw. treten Schäden durch Kavitation auf, infolge von "vapour lock" bleibt der Motor stehen, der Kraftstoffverbrauch wird höher usw.).

Im Laufe der jüngst vergangenen Jahre hat man sich bei uns hier in Japan sehr beeilt, Autostraßen zu bauen, die Steigerung der Geschwindigkeit der Kraftfahrzeuge ist sehr rasch vorangeschritten und auch die Ausfuhr von Kraftfahrzeugen nach allen möglichen Ländern mit hervorragendem Straßenzustand belebt sich immer mehr. Diese Situation erzwingt nicht nur den Betrieb der Brennkraftmaschinen in den Kraftfahrzeugen bei höchster Belastung, sie bringt auch die härtesten Übergänge des Arbeitszyklus von höchster Erwärmung zu höchster Kühlung und wieder zu höchster Erwärmung usw. mit sich. (Bei der Fahrt auf den Schnellstraßen erfolgt aus dem eine hohe Wärmeentwicklung des Motors bedingenden Betriebszustand der hohen Drehzahlen und der hohen Belastung der Übergang zu dem eine hohe Kühlwirkung bedingenden Betriebszustand der Motorbremse ohne Last bei hoher Drehzahl und dann wieder zurück zu dem zuerst genannten Betriebszustand; der Wechsel dieser Betriebszustände erfolgt sehr rasch hintereinander). Diese Sachlage bringt es mit sich, daß die dem Kühlsystem zufallende Aufgabe immer schwieriger wird.

Der Verfasser hat nun einige problematische Punkte des Kühlwassersystems der Brennkraftmaschinen für Kraftfahrzeuge, um die man sich bis jetzt nicht allzu viel gekümmert hat, herausgegriffen, und will nun hier über

einige Probleme, die er schon früher immer als besonders wichtig betrachtet hat, seine bescheidene Meinung äußern und möchte deshalb den verehrten Leser hiermit einen beachtenswerten Bericht vorlegen. Der Verfasser ist zwar überzeugt, daß ihm wegen der mangelnden Tiefe seines Wissens auch viele fehlerhafte Erklärungen unterlaufen sind, er nimmt die Kritik gerne hin und möchte den Forschern späterer Tage Material an die Hand geben.

1. Die hydraulische Bedeutung des Kühlwassersystems

Das Kühlwassersystem eines wassergekühlten Motors besteht in einem hermetisch abgeschlossenen Kreislauf des Kühlwasserstromes. Wenn man eine konstante Drehzahl des Motors voraussetzt, dann hat man einen gleichbleibenden Arbeitszyklus des mit konstanter Geschwindigkeit in der Leitung zirkulierenden Kühlwasserstromes, bei welchem die von der Wasserpumpe gelieferte Druckhöhe gleich dem gesamten Druckhöhenverlust des Kühlwassers in der Leitung ist. Dadurch also, daß die Wasserpumpe den gesamten Druckhöhenverlust in dem Leitungssystem gleich null macht, wird, wie man leicht einsieht, dem zirkulierenden Wasser eine konstante Geschwindigkeit erteilt. Wir können nun den Zustand des Kühlwasserleitungssystems an irgend einer beliebigen Stelle durch die nachstehende einfache Gleichung ausdrücken:

$$P/\gamma + w^2/2g + z + h = C \quad (= \text{konstant}) \quad (1)$$

Hierin sind: γ = spezifisches Gewicht des Wassers = 1000 kg/m^3 , $g = 9.8 \text{ m/sec}^2$, P = Druck des Wassers kg/m^2 , w = Geschwindigkeit des Wassers m/s , z = die Druckhöhe des Wassers an der betreffenden Stelle m , h = der gesamte Druckhöhenverlust vom Austrittsstutzen der Wasserpumpe bis

zu der betreffenden Stelle des Systems m , $C =$ eine Konstante, die für alle Stellen des Kühlwasserleitungssystems einen gleichen Wert besitzt.

h setzt sich zusammen aus dem von der Reibung herrührenden Druckhöhenverlust im Leitungssystem und aus dem von der Änderung der Querschnittsfläche, der Form und der Strömungsrichtung der Leitung herrührenden Druckhöhenverlust.

Wir haben somit die Gleichung

$$h = \sum \lambda \left(\frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} + \sum \rho \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Hierin sind: $\lambda =$ Reibungskoeffizient der Flüssigkeit im Leitungssystem, $\rho =$ ein Koeffizient für die sonstigen Verluste außer der Reibung, $l =$ Länge der Rohrleitungsformteile, $d =$ Rohrdurchmesser bzw. hydraulischer Durchmesser, $v =$ Strömungsgeschwindigkeit. Da jedoch sämtliche oben angeführten Faktoren je nach dem Zustand der einzelnen Teile aus denen das Rohrleitungssystem zusammengesetzt ist, verschieden sein können, so ist es beispielsweise auch in dem Falle, daß man die Geschwindigkeit am Austritt der Pumpe als konstant nimmt, überaus schwierig, h rechnerisch zu bestimmen.

In der Praxis genügt es, in einigen (5-6) Punkten des Leitungssystems den Druck und die Geschwindigkeit des Kühlwassers zu messen und hieraus auf dem umgekehrten Wege die Werte von C und H zu bestimmen. So wird z.B. die Zustandsänderung des in der Abb. 1(a) gezeigten Leitungssystems durch die Abb. 1(b) dargestellt. Die Bezeichnung H in der Abbildung bedeutet den gesamten Druckhöhenverlust, dessen Wert durch nachstehende Gleichung ausgedrückt wird:

$$H = \sum_1^{1'} \lambda \left(\frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} + \sum_1^{1'} \rho \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

Wie ich bereits eingangs dargelegt habe, ist H gleich der von der Wasserpumpe dem Wasser verliehenen Druckhöhe. Als Wasserpumpe wird gewöhnlich eine Spiralpumpe verwendet. Die Druckförderhöhe einer Spiralpumpe ändert sich entlang der voll ausgezogenen Kurve der Abb.2 entsprechend der Charakteristik der Verluste im Innern der Pumpe mit der Durchflußmenge Q. Andererseits ist, wie auch aus der Gleichung (3) deutlich wird, der Druckhöhenverlust des Systems proportional dem Quadrat der Durchströmmenge Q^2 und ändert sich entlang der gestrichelten Kurven der Abb.2. Somit ist also H durch die Ordinate des Schnittpunktes P der beiden Kurven gegeben.

Wenn wir nun annehmen, daß der Hub (lift) des Thermostaten verringert wurde, dann nimmt dabei der Verlustkoeffizient zu und die Druckhöhenverlustkurve steigt schneller an, wie dies die gestrichelte Linie der Abb.2 zeigt; der Druckhöhenverlust nimmt von H zu H' zu und die Durchflußmenge nimmt von Q auf Q' ab. Bei der Messung der zirkulierenden Kühlwassermenge ist es wichtig, den Zustand der Thermostaten zu erfassen, welche die einzigen den Verlustkoeffizienten ändernden Faktoren im Kühlsystem darstellen (?).

Wer jemals schon Versuche mit Kühlsystemen gemacht hat, der hat sicher schon derartige Beobachtungen gemacht, es ist jedoch als eine auf den ersten Blick überaus seltsame Erscheinung zu bezeichnen, wenn gleichzeitig mit dem Öffnen des Thermostaten und mit dem Absinken des Druckes in der Thermostatenkammer auch der Druck auf der Kühlerseite

absinkt. Eine andere Meinung geht dahin, daß es, wenn man die Rohrleitung zwischen der Thermostatenkammer mit ihrem hohen Druck und dem oberen Kühlerbehälter mit seinem niedrigen Druck öffnet, ganz logisch ist, daß der Druck während er auf der einen Seite absinkt, auf der anderen ansteigt; diese Erscheinung wird dadurch erklärt, daß man ein Druckregelventil mit Hilfe eines "water hammer" öffnet. Wie jedoch oben dargelegt wurde, stellt das Kühlwassersystem einen zirkulierenden Wasserstrom dar, und die Rohrleitungen vor und nach dem Thermostaten sind voneinander nicht unabhängig. Demzufolge müssen die Drücke in der Thermostatenkammer und im oberen Kühlerbehälter als durch die durch die jeweilige Rohrleitungsquerschnittsfläche bestimmten Geschwindigkeiten und Druckhöhen und durch den Druckhöhenverlust des Thermostaten bestimmt verstanden werden. Somit wird die Tatsache, daß sowohl der Druck vor dem Thermostaten, wie auch der Druck nach dem Thermostaten infolge des Öffnens des Thermostatenventiles absinken, dadurch erklärt, daß die Wahrscheinlichkeit eines Stoßens der Wassermoleküle gegen die Wandflächen umso geringer wird, je mehr die Strömungsgeschwindigkeit zunimmt, und daß mit höher werdendem Niveau der dem strömenden Wasser eigenen Geschwindigkeitsenergie das Niveau seiner Druckenergie (in dem gesamten Leitungssystem) absinkt.

2. Die Kavitation der Wasserpumpe

Es ist eine von alters her gefürchtete Tatsache, daß, wenn der Unterdruck auf der Saugseite der Wasserpumpe allzu groß wird, die Förderleistung der Pumpe absinkt, was dann eine Überhitzung des Motors zur Folge hat. Die Ursache für dieses Nachlassen der Förderleistung der Wasserpumpe ist

in einer in der Pumpe entstehenden Kavitation zu suchen, gegen welche man immer wieder von neuem aus der Erfahrung heraus Gegenmaßnahmen zu ergreifen versucht hat. Wir wollen nur die bis jetzt in der Literatur am meisten besprochenen Ursachen der Kavitation ²⁾³⁾ kurz aufzählen: (1) Die Kavitation tritt dann auf, wenn sich die Temperatur des Kühlwassers dem Siedepunkt nähert; (2) wenn der Rohrdurchmesser auf der Saugseite der Pumpe zu klein ist, wenn der Radius der Rohrkrümmer zu klein ist (auch der Fall kommt vor, daß der Gummischlauch auf der Saugseite der Pumpe zusammengequetscht ist), dann wird der Ansaugunterdruck der Pumpe überaus hoch und es kann leicht eine Kavitation auftreten. (3) Die Strömungsgeschwindigkeit in der Ansaugleitung muß in einer Größenordnung von 1.5 - 2.0 m/s gehalten werden.

Die Kavitation, welche die Ursache für Erosionserscheinungen bildet, tritt wahrscheinlich dann auf, wenn in einer Strömung vereinzelte Stellen mit geringerem Druck vorhanden sind, an denen im Wasser gelöst enthaltene Gase wie etwa Luft und dergleichen frei werden, wobei diese Gase den Kern für die Entstehung von Dampf bilden und so zur Schaffung von Hohlräumen beitragen. Die Kavitation jedoch, von welcher hier die Rede ist, stellt eine Erscheinung dar, bei welcher dadurch, daß die Wassertemperatur in der Nähe der dem absoluten Druck am Pumpeneintritt entsprechenden Temperatur des gesättigten Wasserdampfes liegt, eine lebhaftere Dampfentwicklung vor sich geht, und bei welcher am Pumpeneintritt in großem Ausmaß (?) Luftblasen entstehen, so daß auf der Ansaugseite eine Abtrennung der

Wassersäule (die Abtrennung einer Wassersäule?) erfolgt. Die Abb.3 zeigt die Ergebnisse, die man bei der Messung der Änderung der Kühlwasserdurchströmung unter Konstanzhaltung der Wassertemperatur beim Eintritt in die Pumpe durch allmähliches Absenken des Druckes am Pumpeneintritt erhalten hat. Der Versuchsmotor war ein 8-Liter-Sechszylinder-Dieselmotor.

Wenn sich der Druck am Pumpeneintritt dem der Wassertemperatur entsprechenden Druck des gesättigten Wasserdampfes nähert, dann nimmt die Durchflußmenge sehr rasch ab.

Um sich ein Urteil darüber zu bilden, ob die Kavitation mehr oder weniger leicht auftreten kann, benützt man die Kavitationskonstante:

$$k = \frac{P_0 - P_1}{\gamma w_1^2 / 2g} = \frac{w_1^2}{w_0^2} - 1 \quad (4)$$

Hierin sind P_0 = Druck am Pumpeneintritt, P_s = der Druck des gesättigten Wasserdampfes bei der Temperatur des in die Pumpe einströmenden Wassers, γ = spezifisches Gewicht des Wassers, w_1 = Geschwindigkeit des Wassers an der Stelle, wo die Kavitation entsteht, w_0 = Geschwindigkeit des in die Pumpe einströmenden Wassers.

Die Neigung zum Auftreten der Kavitation wird nicht nur durch den Wert der Formel (4) bestimmt, sie wird auch durch die im Wasser gelöst vorhandene Luftmenge beeinflusst, je mehr Luft im Wasser enthalten ist, umso leichter tritt eine Kavitation auf, es ist jedoch durchaus sinnvoll, die Konstante k in erster Linie als eine Bewertungskennziffer aufzufassen.

8a

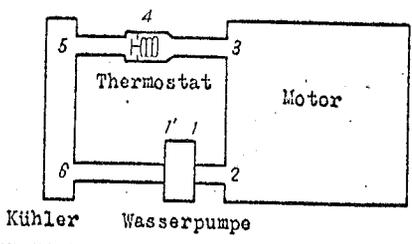


Abb.1(a) Motorkühlsystem

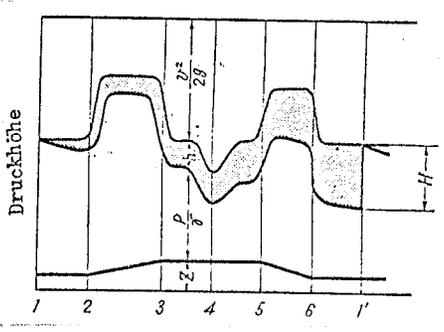


Abb.1(b) Änderung der Druckhöhe in einem Motorkühlsystem

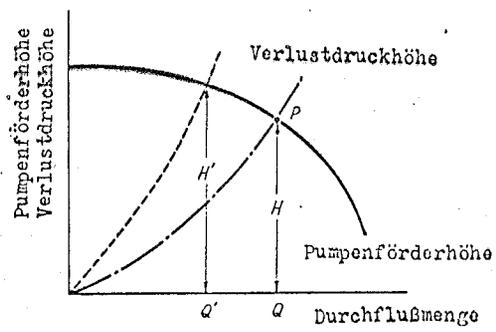


Abb.2 Die Beziehung zwischen der Pumpenförderhöhe und dem Druckhöhenverlust

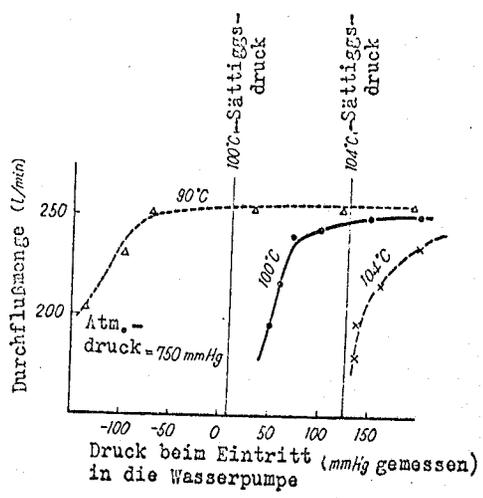


Abb.3 Die Abnahme der durchströmenden Kühlwassermenge infolge der Kavitation

Insbesondere bei einem modernen Kühlwasserleitungssystem, auf welches man die Druckformel angewandt hat, dürfte die Einführung der Konstanten k unerlässlich sein. In der Abb. 4 hat man für den Fall der absichtlichen Absenkung des Druckes im Kühlwassersystem durch Entfernung des Druckregelventiles des Kühlers den Verlauf des Absinkens der Kühlwasserdurchflußmenge bei steigender Wassertemperatur und die Änderung des Koeffizienten k nebeneinander aufgezeichnet. Der Versuchsmotor war ein 10 Liter-Sechszylinder-Dieselmotor. $k = 10$ dürfte der kleinste zulässige Wert des Koeffizienten k sein.

3. Der Spilleffekt

Der Verfasser hat zwar von früher schon behauptet, daß in den Kühlwassersystemen mit Rücksicht auf die Ausdehnung des Wassers im System und auf die Komprimierung der Luft im System ein bestimmter Raum erforderlich ist, jedoch auch in Amerika gibt es Forscher, welche berichten, daß als Raum für die Ausdehnung 4.5% des Volumens des gesamten Kühlwassersystems notwendig seien ⁴⁾. Ich möchte zwar nicht behaupten, daß der Zahlenwert von 4.5% selbst über allen Zweifel erhaben sei, jedoch darin bin ich gleicher Meinung mit den obengenannten Forschern, daß nämlich ein Raum für die Ausdehnung unbedingt erforderlich ist.

Wenn wir versuchen, uns den im gesamten Kühlwassersystem gleichermaßen vorhandenen Druck, d.h. also den im System herrschenden Druck vorzustellen, dann wird dieser Druck infolge der Ausdehnung des Wassers und des Ansteigens der Temperatur des im Ausdehnungsraum (gemeint ist der Hohlraum über der Wasserfläche des oberen Kühlerbehälters)

vorhandenen Gasgemisches aus Luft und Wasserdampf (im folgenden kurz als die "Luft im Ausdehnungsraum" bezeichnet) zunehmen.

Nun machen wir zunächst die nachstehenden Annahmen: (1)

Die Luft ist ein vollkommenes Gas (bei dem Wasserdampf handelt es sich natürlich um gesättigten Wasserdampf). (2)

Bei der Luft im Ausdehnungsraum handelt es sich um feuchte Luft, welche den Sättigungszustand erreicht hat. (3) Im

Volumen des Systems treten keine Änderungen auf. (4) Außerhalb des Ausdehnungsraumes gibt es keine im System ver-

bleibende Luft. (5) Die Temperatur des Wassers im System und die Temperatur der Luft im Ausdehnungsraum sind immer

gleich. Wenn sich nun unter den oben aufgezählten Voraus-

setzungen die Temperatur des Wassers (die Temperatur der Luft im Ausdehnungsraum) von T_0 in T ändert, dann wird der

im System herrschende Druck P (der Druck der Luft im Aus-

$$P = \frac{P_s T}{T_0} \cdot \frac{1}{2 - \alpha \frac{U_0}{V_0} (T - T_0)} + P_s \quad (5)$$

In dieser Formel sind: P_0 = anfänglicher Druck der Luft im Ausdehnungsraum (gewöhnlich der atmosphärische Luftdruck, kg/cm^2 absolut), T_0 = anfängliche Temperatur der Luft im Ausdehnungsraum (gewöhnlich die Temperatur der umgebenden Atmosphäre, $^{\circ}\text{K}$), P_s = der der Dampftemperatur T ($^{\circ}\text{K}$) entsprechende Druck des gesättigten Wasserdampfes (wird bestimmt durch T ; wird gefunden aus der Tafel des gesättigten Wasserdampfes, kg/cm^2 absolut), α = Volumenausdehnungskoeffizient des Wassers ($0.207 \times 10^{-3}/^{\circ}\text{K}$), U_0 = anfänglich eingefüllte Wassermenge (m^3), und V_0 = anfänglicher Ausdehnungsraum (m^3).

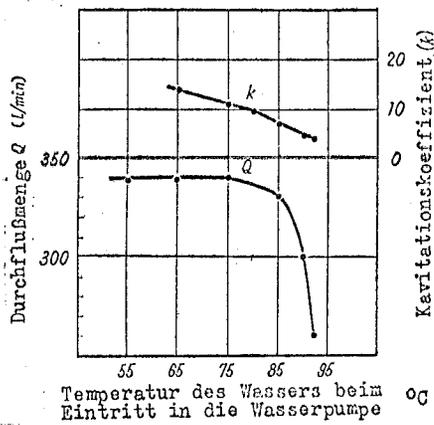


Abb.4 Der Kavitationskoeffizient und die durchströmende Kühlwassermenge

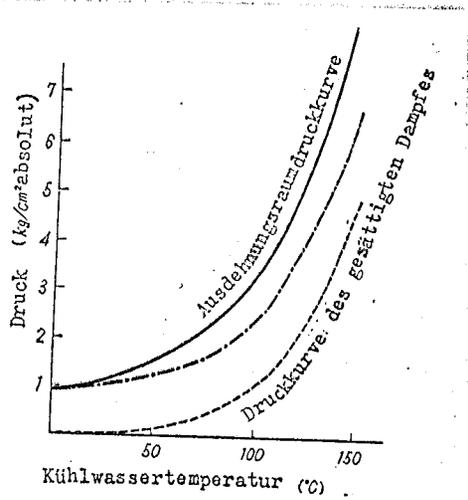


Abb.5 Die Änderung des im System herrschenden Druckes (des "Systemdruckes")

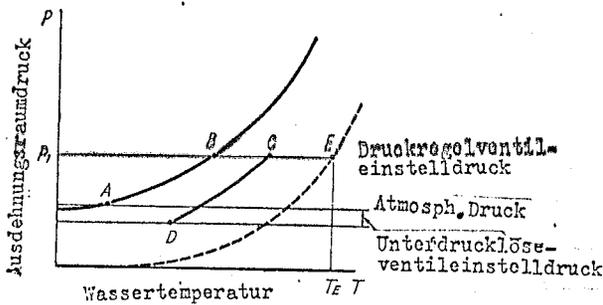


Abb.6 Erklärung des Spilleffektes

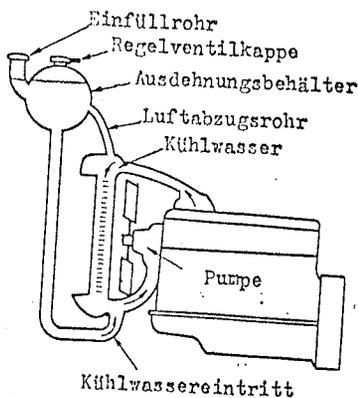


Abb.7 Kühlwassersystem mit Hilfsbehälter

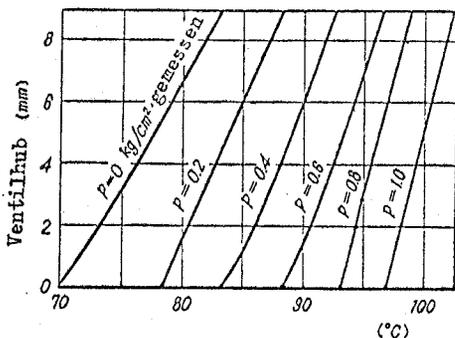


Abb.8 Die Druckcharakteristik eines Balgthermostaten

Wenn wir nun einen Fall als Beispiel nehmen, in welchem $P_0 = 1 \text{ kg/cm}^2$ absolut, $T_0 = 288^\circ\text{K}$ (ungefähr 15°C), und $V_0/U_0 = 4.5\%$ sind, dann bekommen wir

$$P = \frac{1}{658.5/T - 1.325} + P_s \quad (5)'$$

Die Abb.5 zeigt eine graphische Darstellung der Gleichung (5)'; man kann daraus erkennen, wie sich der in dem System herrschende Druck (der Druck der Luft im Ausdehnungsraum) mit steigender Temperatur des Wassers (bzw. mit steigender Temperatur der Luft im Ausdehnungsraum) ändert (voll ausgezogene Kurve).

Die gestrichelte Linie zeigt die Kurve des Druckes des gesättigten Wasserdampfes, während die strichpunktierte Linie die Kurve des Druckes der Luft im Ausdehnungsraum für den Fall darstellt, daß man die Ausdehnung des Wassers vernachlässigt hat. Worauf man hier besonders achten muß, ist die Tatsache, daß, obwohl man das Druckregelventil des Kühlers auf 1.0 kg/cm^2 gemessen eingestellt hat, bereits bei 70°C die Überströmgrenze erreicht ist (der eingestellte Druck des Druckregelventils ist zwar in Amerika 1 kg/cm^2 und mehr, bei uns hier in Japan jedoch beträgt er im allgemeinen $0.3 - 0.5 \text{ kg/cm}^2$).

In der Abb.6 ändert sich zwar, wenn bei einem eingestellten Druck des Druckregelventils von P_1 die Temperatur des Wassers ansteigt, der anfängliche im System herrschende Druck entlang der durch die Formel (5)' gegebenen Druckkurve AB, im Punkte B jedoch wird das Druckregelventil geöffnet und die Luft und das Wasser beginnen auszuströmen, und wenn dann die Temperatur des Wassers wieder angestiegen

ist, dauert das Ausströmen fort und es erfolgt die Änderung von $P = P_1$ und wir gelangen zum Punkte C. Wenn wir annehmen, daß im Punkte C die Temperatur des Wassers abzusinken beginnt, dann schließt sich zwar das Druckregelventil sofort, das System jedoch hat bereits die Luft und das Wasser ausströmen lassen und ist in der Gleichung (5) auf den Wert P_0 abgesunken. Da auch der Wert von V_0 zugenommen hat (die Änderung von U_0 ist vernachlässigbar), so ändert sich der Druck entsprechend der durch den neuen Wert von $P_0 V_0$ bestimmten Druckkurve CD. Bis somit der absolute Druck auf den Punkt D (atmosphärischer Druck - im Vakuumaufhebungsventil eingestellter Druck) absinkt, kehrt die Luft nicht von neuem in das System zurück. Wenn die Luft vollständig ausgetrieben ist (wenn die Wassertemperatur den Wert T_e erreicht hat), dann ist der in dem System herrschende Druck nur gleich dem Dampfdruck und er ändert sich entlang der Kurve des Druckes des gesättigten Wasserdampfes (gestrichelte Kurve). Die Erscheinung eines derartigen Absinkens des in dem System herrschenden Druckniveaus infolge des Überströmens von Luft und Wasser hat der Verfasser als Spilleffekt bezeichnet (d.h. also als den Effekt des Durchleckens von Luft und Wasser), der Verfasser ist der Ansicht, daß es sich dabei um eine Erscheinung in einem Kühlwassersystem handelt, die man nicht vernachlässigen darf. Der Systemdruck ist derjenige Druck, welcher gleichmäßig in dem ganzen System vorhanden ist, und dessen Absinken gleichbedeutend mit einem Absinken des Druckes in der Ansaugleitung der Wasserpumpe ist. Die Tatsache, daß das Absinken des Druckes auf der Ansaugseite der Pumpe die Ursache für ein durch die Kavitation hervorgerufenes Ab-

sinken der Förderleistung der Pumpe ist, habe ich bereits im vorhergehenden Abschnitt dargelegt.

Eine Erscheinung, auf die ich hier ganz besonders hinweisen will, ist das Auftreten des Spilleffektes in der Stufe, in welcher die Wärmebelastung zunimmt und somit die Wassertemperatur ansteigt. Somit wirkt sich also diese Erscheinung in unserem Falle, in dem doch alles darauf ankommt, daß eine ausreichende Durchflußmenge und eine ausreichende Geschwindigkeit des zirkulierenden Wassers gesichert sind, letzten Endes in einem Absinken der Menge des zirkulierenden Wassers aus. Der Spilleffekt wiederholt sich immer von neuem sooft die Temperatur des Wassers ansteigt und das Druckregelventil sich öffnet; das Niveau des im System herrschenden Druckes sinkt ab, und die Definierung des Druckes durch die für ein hermetisch abgeschlossenes System geltende Druckgleichung verliert nach und nach ihre Bedeutung.

4. Die Entlüftung

Nach den Versuchen von Henry bleibt das Volumen eines gelösten Gases, auch dann, wenn sich bei gleichbleibender Temperatur der Druck ändert, bei einem und demselben Gase gleich. Dies bedeutet, daß das Gewicht des im Wasser gelösten Gases proportional zum Druck ist.

Wenn wir uns diesen Umstand mit bezug auf das Kühlwassersystem zu überlegen versuchen, dann können wir sagen, daß die Menge der gelösten Luft mit steigendem Systemdruck zunimmt. So können wir beispielsweise sagen, daß bei einem Systemdruck von 0.5 kg/cm^2 die Menge der im Kühlwasser ge-

lösten Luft theoretisch um 50% höher ist, als bei einem gegenüber der Atmosphäre offenen System. Um diese Luftbeimischung (aeration) brauchte man sich bisher nicht allzu viel zu kümmern, heute jedoch beginnen sich daraus eine ganze Anzahl von Problemen zu ergeben ⁴⁾: (1) Durch die Luftbeimischung wird die spezifische Wärme des Kühlmittels verringert, dadurch wird die Kühlwirkung nachteilig beeinflusst; (2) die Luft sammelt sich überall im System an und verursacht dadurch eine ungleichmäßige Kühlung; (3) der freie Sauerstoff ruft an dem mit dem Kühlmittel in Berührung kommenden Metall eine rasche Korrosion hervor; (4) der freie Sauerstoff verändert die Gefrierschutzflüssigkeit und verschlechtert ihre Wirkung, außerdem wird die Gefrierschutzflüssigkeit schließlich in einen Korrosion hervorrufenden Stoff verwandelt.

Einerseits ist in dem System das Vorhandensein der Luft unbedingt erforderlich, damit der Druck im System aufgebaut werden kann, andererseits aber sieht man sich der Tatsache gegenüber, daß durch die Luft nachteilige Wirkungen ausgelöst werden. Demzufolge darf man nicht einfach das einzig und allein auf den Druck zurückzuführende Vorhandensein der im Kühlwasser gelösten Luft verhindern wollen. Praktisch ist jedoch die im Kühlwassersystem enthaltene Luft aus folgendem Beweggrund hineingekommen; der Druck hat höchstens die sekundäre Wirkung, daß er die bereits gelöste Luft stabil werden läßt (der Druck setzt der Absonderung der Luft einen Widerstand entgegen).

Die Gründe für die Beimischung der Luft sind folgende: Bei der Fahrt auf schlechten Straßen wird die Wasserfläche im

oberen Kühlerbehälter in eine heftige, hin- und herschwankende Bewegung versetzt. Der vom Motor zum Kühler zurückkommende Kühlwasserstrahl schlägt gegen die Wasseroberfläche im Behälter. Wegen des niedrigen Wasserstandes reißt dieser Strahl Luft mit. Beim Einfüllen des Kühlwassers ist für den Luftabzug nicht hinreichend gesorgt und da auch die Trennung zwischen Wasser und Luft unzureichend ist, so wird immer im Wasser Luft zurückbleiben.

Bei ungünstigem Aufbau des Kühlsystems kann es vorkommen, daß nachdem der Motor in Betrieb gesetzt ist, die Wasseroberfläche des Kühlers infolge der Luftbeimischung in die Höhe steigt, und daß das in der den Motor mit dem Kühler verbindenden Rohrleitung fließende Kühlwasser eine weiße Trübung aufweist. Wenn diese Erscheinung in sehr starkem Maße auftritt, kommt es schließlich soweit, daß das Druckregelventil schon allein durch den Druck der Wasserausdehnung geöffnet wird.

Als Gegenmaßnahmen sind aufzuzählen: (1) Im oberen Kühlwasserbehälter wird eine Pufferplatte befestigt, durch welche die Absonderung der Luft begünstigt wird; (2) oberhalb des Kühlers wird ein Hilfsbehälter angeordnet; (3) man konstruiert derart, daß das vom Motor zurückströmende Kühlwasser die Wasseroberfläche im oberen Kühlerbehälter nicht aufstört; (4) man konstruiert derart, daß auch dann, wenn die Wassermenge mehr oder weniger verringert wird, die unter (3) beschriebene Erscheinung eines Absinkens der Wasseroberfläche nicht auftreten kann; (5) um die Korrosion zu verhüten, wird im Nebenschluß ein Filter mit einem Korrosionsschutzmittel vorgesehen. In der Abb.7 ist

ein von Egeland vorgeschlagenes Beispiel eines Kühlsystems mit Reservebehälter ⁴⁾ dargestellt. Dabei ist der Reservebehälter oberhalb des Kühlers vorgesehen; hier wird ein ausreichender Ausdehnungsraum gewonnen und die Wasseroberfläche ist von der Wasserströmung entfernt, außerdem ist zwischen dem oberen Kühlerbehälter und dem Reservebehälter ein Luftabzugsrohr vorgesehen, das ein kontinuierliches Entweichen der Luft gestattet. Auf diese Weise werden gleichzeitig die schädlichen Auswirkungen des Spilleffektes und die ungünstigen Einflüsse der Luftbeimischung (aeration) vermieden.

Im übrigen hat die Luftbeimischung (aeration) folgende Ursachen: (1) Das Schlaffwerden des Gummischlauches; (2) der Abriebverschleiß der Wasserdichtungen der Wasserpumpe; (3) das Durchlecken von Gasen durch die Zylinderkopfdichtung; (4) eine ein Zurückbleiben der Luft begünstigende Wasserführung im Zylinderblock usw.

5. Der Balgthermostat und der Wachsthermostat

Als Thermostaten, wie sie für die automatische Regelung der Kühlwassertemperatur in den Motoren der modernen Kraftfahrzeuge verwendet werden, gibt es die sogenannten Balgthermostaten und die Wachsthermostaten; je höher der Druck bei den unter Druck arbeitenden Wasserkühlsystemen ist, umso mehr besteht die Tendenz des Überganges zum Wachsthermostaten.

Man sagt, daß dies seinen Grund in der Hauptsache darin habe, daß der Balgthermostat durch den Druck eine empfindliche Änderung seiner Ansprechcharakteristik erfahre. Da also die Ventilöffnungstemperatur umso höher ist, je höher

der Druck wird, so kann bei einem hohen Systemdruck das Ventil nur bei hoher Temperatur geöffnet werden und es ist ganz klar, daß dadurch die Gefahr einer Überhitzung des Motors größer wird. Die Abb.8 zeigt die Druckcharakteristik eines Balgthermostaten ³⁾. Es kann zwar nicht geleugnet werden, daß es auch Charakteristiken gibt, welche über die des Balgthermostaten hinausgehen; wenn man in der Praxis jedoch einen Balgthermostaten in einem Wagen eingebaut hat, dann besteht der Nachteil des Balgthermostaten weit mehr umgekehrt in einer allzu starken Kühlung. Die Begründung hierfür will ich nachstehend geben.

Für das Gleichgewicht der Kräfte bei einem Ventilhub des in der Abb.9 dargestellten Balgthermostaten von L erhalten wir die nachstehenden Gleichungen

$$(P_t - P_1) A_B + (P_2 - P_3) A_V - K(L - C) = 0 \quad (6)$$

$$\therefore L = \frac{1}{K} \{ (P_t - P_1) A_B + (P_2 - P_3) A_V \} + C \quad (7)$$

Hierbei ist P_t = der Druck im Innern des Balges; es ist dies der Sättigungsdruck des in den Balg eingefüllten Äthers, er wird eindimensional ausschließlich durch die Temperatur bestimmt. P_1 ist der Druck außerhalb des Balges, P_2 ist der Druck vor dem Ventil, P_3 ist der Druck nach dem Ventil, A_B ist die Bodenfläche des Balges, A_V ist die Ventilfläche, K ist die Federkonstante des Balges, L ist der Ventilhub, und C ist der Anfangsventilhub.

In der Gleichung (7) bedeutet der erste Ausdruck in der geschwungenen Klammer $\{ \}$ die Differenz des Druckes innerhalb und außerhalb des Balges, während der zweite Ausdruck die auf dem Differenzdruck vor und hinter dem Ventil beruhende Kraft bedeutet. Wenn wir nur den ersten Ausdruck

berücksichtigen und den zweiten Ausdruck vernachlässigen, dann bekommen wir die in der Abb.9 dargestellte Charakteristik. (Bei dem Ausdruck Abb.9 dürfte es sich um einen Druckfehler im jap.Original handeln. Anm.d.Üb.) In der Praxis ist jedoch der zweite Ausdruck vorhanden und er wirkt umgekehrt wie P_1 dahingehend, daß er L größer werden läßt. Es ist dies die durch das Aufschlagen des Wassers ausgeübte Kraft, welche umso größer ist, je höher die Strömungsgeschwindigkeit wird.

Somit ist es ganz klar, daß der Ventilhub größer wird, wenn die Drehzahl des Motors steigt. Die Abb.10 zeigt Beispiele von Versuchsergebnissen, die man erhalten hat, indem man bei den verschiedenen Motordrehzahlen die Ventilöffnungs- und Schließtemperaturen eines Balgthermostaten gemessen hat (es handelt sich dabei um einen Thermostaten, der bei atmosphärischem Luftdruck bei 70°C zu öffnen beginnt und bei 80°C vollständig öffnet), dabei wurde die Ventilöffnungstemperatur umso niedriger, je höher die Motordrehzahl anstieg. Dabei muß jedoch beachtet werden, daß bei Einbau eines Druckregelventiles bei den hohen Drehzahlen in der Ventilöffnungscharakteristik ein Unterschied gegenüber dem Betrieb ohne dieses Druckregelventil besteht. Es ist ein Einfluß der Höhe von P_3 in der Formel (7) zu beobachten, auch hier wirkt sich ein schädlicher Einfluß der im Abschnitt 3 besprochenen Spillerscheinung aus.

Wenn wir die vorstehenden Ausführungen zusammenfassen, dann können wir sagen, daß bei einem Balgthermostaten, wenn wir die Motordrehzahl erhöhen, das Ventil sich selbst bei niedriger Temperatur öffnet und eine allzu starke

Kühlung hervorruft, während bei einem Anstieg des Druckes im System die Ventilöffnungstemperatur höher wird, so daß die Gefahr einer Überhitzung des Motors zunimmt. Da jedoch die Erscheinung der Ventilöffnung bei niedriger Temperatur zweifellos immer vorher eintritt, so wird bei ausreichender Überbemessung der Kühlleistung des Kühlers (so daß im wesentlichen der im Winter gegebene Zustand erreicht wird (?)), ohne daß die Kühlwassertemperatur allzu sehr ansteigt, die Stufe, bei welcher ^{der} Druck im System ansteigt und die Ventilöffnungstemperatur höher wird, verhältnismäßig selten erreicht werden.

Bei einem Wachsthermostaten wird der Ventilhub durch das Gleichgewicht der Volumenausdehnung von Wachs und einer starken Feder bestimmt, die oben beschriebene Charakteristik haben wir deshalb hier nicht, aber wir haben eine ganz hervorragende Leistungskennlinie, bei der Anwendung dieses Wachsthermostaten müssen allerdings unbedingt die folgenden Punkte beachtet werden: (1) Da, wenn das Wachs durchleckt, das Ventil im allgemeinen in seiner Schließlage festgehalten wird (?) und dadurch die Gefahr einer Überhitzung des Motors entsteht, so muß die Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit des Wachsthermostaten ausreichend hoch sein; (2) da bei kalter Außentemperatur der Ventilschluß mit Sicherheit erfolgt, so wird das Einfrieren des Kühlers problematisch; (3) aus dem gleichen Grunde, wie bei (2) ist bei niedrigen Außentemperaturen infolge des Öffnens des Ventils das Auftreten stoßartiger Wärmebeanspruchungen zu befürchten; (4) da das Nebenschlußventil im allgemeinen von der Bauart eines Seitenventils (side valve) ist, so ist bei vollständiger Öffnung des Ventils

die Leckwassermenge ziemlich groß, es ist auch zu befürchten, daß in das Seitenventil Sand eindringt und sich festsetzt (dabei tritt ein Festsetzen in der Ventilöffnungsstellung ein).

Bei unserer Firma ist man zwar im Jahre 1953 bei allen Wagentypen zum Wachsthermostaten übergegangen, es sind jedoch in den Anwendungsstufen die oben beschriebenen Probleme eingehend untersucht worden, und man hat auf diese Weise Ausführungsmuster bekommen, welche normal und einwandfrei arbeiten.

6. Der Zusammenhang zwischen dem Kühlwasser und der Wärmebelastung

Der Hauptzweck des Kühlwassers besteht darin, die Wärme der Metallteile der Verbrennungskammern abzuführen und deren Temperatur unterhalb eines zulässigen Wertes zu halten. Man darf nun nicht etwa meinen, man könne die Temperatur der Metallteile ausschließlich aufgrund der Temperatur des vom Motor herauskommenden Kühlwassers beurteilen und abschätzen, in der Praxis ist dies sehr viel komplizierter und hängt auf das engste mit der Durchflußgeschwindigkeit des Kühlwassers und mit dem Druck im Kühlswassersystem zusammen.

D.D.Forester nimmt im Kühlwasser eine "Scrubbing Action" an (er meint damit, daß das strömende Wasser die Wirkung habe, die unmittelbar an die zu kühlende Fläche grenzende heiße Wasserschicht abzuschälen), er vertritt deshalb die Auffassung, daß im Hinblick auf die Erzielung einer geringeren Wärmebelastung der heißen Stellen (hot spot) einer

Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers eine ausschlaggebende Bedeutung zukomme. Später, nach Forester hat jedoch E. Gehros die Behauptung aufgestellt, daß die unmittelbar an den Metallwänden haftende Kühlwassergrenzschicht durch die Konvektion nicht abgeschält werde, sondern daß sie durch ein "Nucleate Boiling" abgeschält werde; im Betriebszustand einer hohen Belastung sei weit eher als die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers der Siedepunkt des Kühlmittels (die Sättigungstemperatur) ein ganz unmittelbar bestimmender Faktor für die Temperatur der Wandflächen ⁶⁾.

Unter "Nucleate Boiling" versteht man die lebhafte Blasenbildung (das Sieden), welche dann auftritt, wenn die Temperatur der Grenzschicht 10-20^oF höher ist als der Siedepunkt des Kühlmittels. Wenn dies eintritt, dann wird die Grenzschicht immer wieder von neuem abgerissen, an die betreffende Stelle strömt frisches, kaltes Kühlmittel zu, so daß auf diese Weise eine Art von Pumpwirkung ausgeübt wird. Die Abb. 11 zeigt die Beziehung zwischen der Temperatur der Metallwand und der Menge der abgestrahlten Wärme, wobei man den Systemdruck und die Strömungsgeschwindigkeit als Parameter genommen hat (für konstante Wassertemperatur), bei niedriger Belastung (d.h. wenn die Menge der abgestrahlten Wärme gering ist) ist die Temperatur der Wand ebenfalls niedrig und die Kühlung erfolgt durch Konvektion wenn jedoch die Belastung höher wird (wenn die Menge der abgestrahlten Wärme größer wird), dann geht die Temperatur der Wand über die dem Systemdruck entsprechende Sättigungstemperatur hinaus, so daß das "Nucleate Boiling" eintritt, und es erfolgt auch ein lebhafter Wärmeübergang.

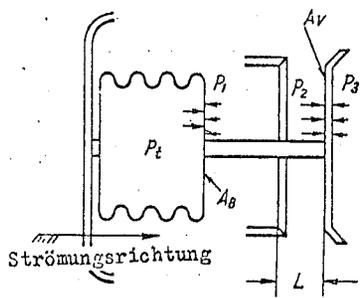


Abb.9 Balgthermostat

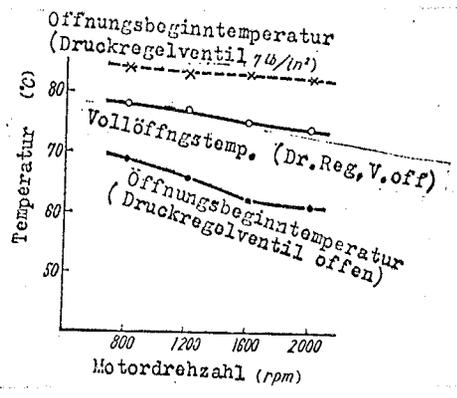


Abb.10 Die Geschwindigkeitscharakteristik eines Balgthermostaten

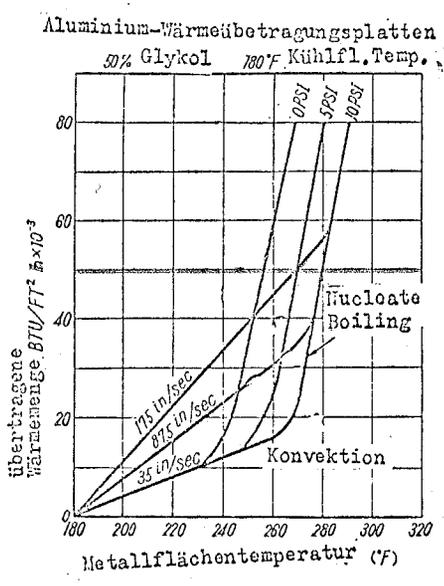


Abb.11 Die Temperatur der Metallflächen (°F)

In diesem Zustand verliert die Strömungsgeschwindigkeit ihre Bedeutung und der Systemdruck wird zum Hauptfaktor für die Bestimmung der Wandtemperatur. In der Praxis entsteht bei hoher Belastung an ungefähr 60% der Zylinderwärmeübergangsflächen das "Nucleate Boiling" und ungefähr 80% der abgestrahlten Wärmemenge wird in dieser Form abgestrahlt.

Wenn man beispielsweise die Konstruktion so ändert, daß der im System herrschende Druck höher wird, dann bekommt man bereits einen Motor, in welchem die Wandtemperatur der Verbrennungskammer entsprechend höher ist, man kann jedoch sagen, daß es in den praktisch angewandten Versuchsstufen, in denen Wärmebelastungsschäden, wie etwa das Absenken der Ventilsitze oder Risse im Zylinderkopf nicht auftreten, notwendig ist, die Temperatur des Zylinderkopfes zu messen

Schlußwort

Der obenstehende kurze Bericht befaßt sich mit der Kavitation, dem Spilleffekt, der Entlüftung (deaeration), der Charakteristik des Thermostaten und mit dem Zusammenhang zwischen dem Kühlwasser und der Wärmebelastung. Außerdem gibt es Berichte aus der neuesten Zeit 7),8) u.9), in denen über den Mechanismus des Abriebverschleißes der Zylinderbüchsen beim Betrieb mit niedriger Kühlwassertemperatur diskutiert wird; eine Gesamtbewertung der Leistung eines Kühlwassersystems mit Luftkühlsystem und Wasserkühlsystem, das Problem des Abschälens (Abschuppens?) der gekühlten Wände, sowie des Ansammelns von Schlamm, das Problem des Verpichens (der Ausbesserung?) (pitching) der Kavitation der Zylinderbüchsen, all dies sind sehr inte-

ressante Probleme, auf deren Erörterung wir jedoch mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Raum verzichten müssen.

Wenn wir nun zum Schluß versuchen wollen, eine Ausschau auf die zukünftigen Formen der Kühlsysteme für die Motoren der Kraftfahrzeuge zu geben, dann können wir vielleicht sagen, daß die Entwicklung wohl in der folgenden Richtung fortschreiten wird: (1) Die Kühlwassersysteme streben der "Permanent-Seal"-Bauform zu ¹¹⁾, (2) die automatische Regelung der Kühlwassertemperatur wird sich in der Hauptsache des Luftsystems bedienen (Kühlervorhang, Ventilatorabschaltung (?), Ventilatoren mit veränderlichem Flügelwinkel usw.), späterhin wird man sich hier auch des Wassersystems bedienen.

Literaturhinweise

- 1) Masuda, Tajima: Jap. Zeitschrift "Die Automobiltechnik" Band 13, Heft Nr. 2, 1959
- 2) Beispielsweise Fujida: Jap. Zeitschrift "Die Automobil-Technik", Bd. 16, Heft Nr. 5, 1962
- 3) Beispielsweise Okamoto: Jap. Zeitschrift "Die Automobil-technik", Bd. 16, Heft Nr. 4, 1962.
- 4) M.C. Egeland: SAE Journal Sept. 1963
- 5) D.D. Forester: SAE SP-194 Juni 1961
- 6) E. Gehres: SAE Paper 660c, März 1963,
- 7) Von Dipl. Ing.: MTZ Februar 1963
- 8) Furuhashi: JSME, Nov. Nr. 176, 1962.
- 9) W.C. Pike: Proc. Inst. Mech. Engrs. (A.D.) Nr. 8, 1960-61
- 10) Masuda: diese Zeitschrift, Bd. 2, Heft Nr. 15, 1963
- 11) The Autocar, 1. Sept. 1961