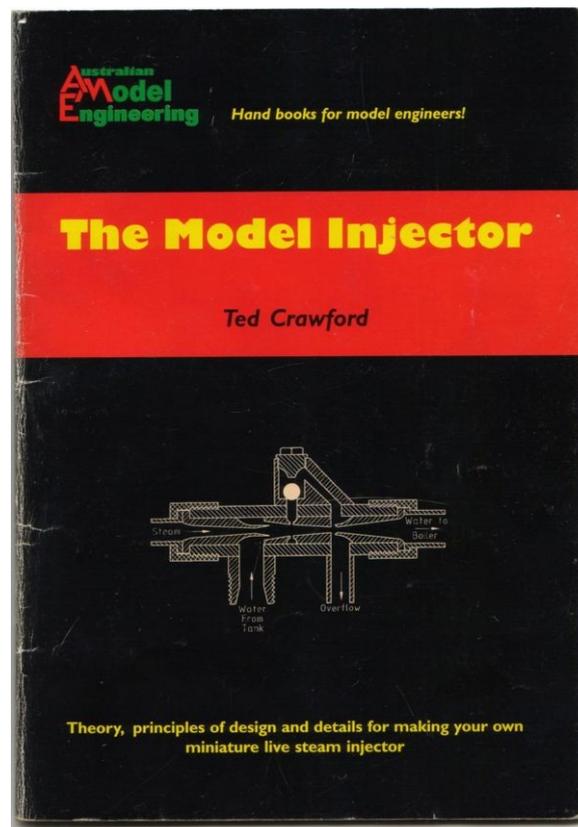


Hier eine Abschnitts Übersetzung aus der 62-seitigen Broschüre

The Model Injector von **Ted Crawford**, erschienen im Magazin **Australian Model Engineering**

Erhältlich beim englischen Buchvertrieb Camden für 6,25 GBP + Porto.



Camden Miniature Steam Services: Barrow Farm, Rode, Frome, Somerset.
BA11 6PS Tel: 44 (0)1373 830151 Fax: 44 (0)1373 830516

auch unter: >> www.camdenmin.co.uk << zu finden. Das ist generell eine Fundgrube für solche und ähnliche Literatur. (genau so, wie TEE -Publishing)

Im Teil 2 der Broschüre gibt's auch eine Selbstbau- Beschreibung und einige Tipps zur Herstellung der Konusdüsen.

Der Modell Injektor

Einleitung:

der Modell Injektor ist eine vereinfachte Version der Original-Ausführung, von welchen es viele verschiedene Bauformen gibt., wobei alle Modell-Injektoren grundsätzlich ähnlich sind, indem sie aus einfachen Hohlkörpern bestehen; mit 3 Rohranschlüssen und einer Überlaufleitung und einem oben drauf gesetzten Türmchen mit einem Kugelventil.

Bild 1 zeigt den Querschnitt eines typischen Modell-Injektors.

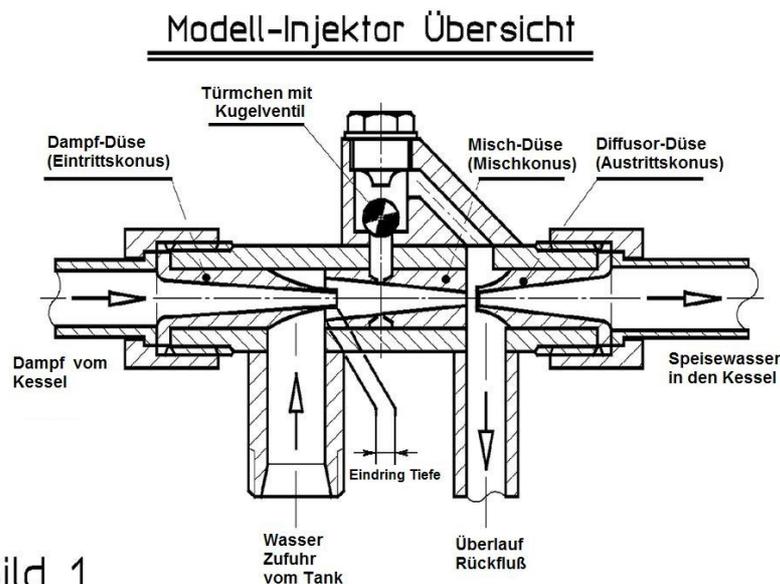


Bild 1

Die Dampfzuführung und die Kessel-Speiseleitung sind die Anschlüsse an den Enden, mit einem Wasserzulauf von unten in der Nähe der Dampfzuführung. Innerhalb des Gehäuseblocks befinden sich drei Konus Stücke. Sie werden so benannt wegen ihrer Innenkontur. Dies sind im einzelnen Dampfkonus, der Mischkonus und der Ausgangskonus. Dann gibt es noch die Überlaufleitung, geführt über das Kugelventil und das Türmchen, welche gewöhnlich mit der Überlauf / Abflussleitung verbunden ist. Wie auch immer, der Überlauf am Türmchen kann auch mal stattdessen seine Entleerung direkt an der Turmspitze angeordnet haben. Natürlich müssen alle Teile und Anschlüsse korrekt installiert sein, damit das System funktioniert. Aber es ist nicht unbekannt, dass schon mal Verbindungen für die auswechselbaren Konusstücke an den Enden vertauscht wurden. Für diejenigen die so etwas noch nie gesehen haben ist der Ausgangskonus stumpf und der Dampfkonus besitzt eine scharfrandig auslaufende Düse und endet in der Nähe des Wasserzulaufs. Beide Konen tragen einen Flansch-Rand / Bund, sodass eine dichte Verbindung entsteht, wenn die Rohr Überwurfmuttern angezogen sind.

Der Wasseranschluss hat oft eine kegelförmige Verbindung weil das einen dichten Anschluss ergibt, wenn es ordentlich ausgeführt ist. Nachdem alles parat ist, werden Wasser und Dampfstrom voll geöffnet und die Kesselspeisung startet umgehend nach einem kurzen Abspritzen des Überlaufs; genau wie bei den Original Ausführungen.

Dieser Vorgang ist, wenn er im gesamten Kesseldruck-Bereich und bei warmem und kaltem Zulaufwasser im Sommer und im Winter zutrifft, der Idealfall. Jedoch kein Modell-Injektor ist derart gut gemacht, dass er ohne die übliche Einschränkung des Druckbereichs bei normalerweise 21°C Wassertemperatur arbeitet.

Was gewöhnlich geschieht, ist dass der Wasserhahn/das Ventil eingestellt werden muss, und ein „Tröpfeln“ während des Betriebs als normal akzeptiert wird. Falls das Zulaufwasser zu warm ist, vielleicht weil das Wasser aus Seitentanks am Kessel entnommen wird, dann ist der maximal anwendbare Kesseldruck niedriger als im Normalfall und eine Nachtspeisung ist nicht mehr bei jedem Druck möglich.

In seinem 1910 veröffentlichten Buch erklärt Professor Kneass die Theorie der Betriebsweise in beachtenswerter Detaillierung. Das Buch ist gut geschrieben und enthält viele Beispiele von Injektoren dieser Periode mit Testergebnissen der käuflichen Ausführungen und es enthält auch Einzelheiten zu den Prüf-Methoden. Schon 1910 war der Injektor über 50 Jahre hinweg entwickelt worden, und somit war er vielleicht genau so gut wie die modernen im Gebrauch befindlichen Bauweisen.

Aber das Buch versucht nicht zu erklären, weshalb der Injektor eventuell bei Druckabfall versagt, wenn er für höhere bis mittlere Drücke eingerichtet wurde. Den mathematischen Ausführungen des Professors folgend, kann jedoch die Antwort abgeleitet werden, auch wenn die Erklärung nicht direkt in einfachen Worten präsentiert wird.

Ein anderer Autor der selben Periode, Professor Pullen, hat ebenfalls ein Buch über die Original – Ausführungen erstellt, aber er unterließ es, die theoretischen Dinge und Darstellungen so früh zu präsentieren wie es Prof. Kneass getan hat. Dennoch mangelt es auch diesem Buch nicht an Berechnungsformeln und es enthält Beschreibungen von vielen ungewöhnlichen Beispielen aus jener Zeit. Beide Bücher haben leicht zu lesende Passagen, aber in signifikanten Abschnitten ist der Text sehr abhängig von Formeln welche es erschweren dem Sinn zu folgen, wenn der Leser nur wenig mathematische Übung besitzt.

Diese Buch hier wird die Gründe erläutern für die Anwendungsgrenzen eines Modell-Injektors. Es wird auch die Theorie der Dampf-Düsen und der Liefer- / Speise - Konusstücke abhandeln, mit nur so viel Einzelheiten wie unbedingt nötig sind. Dabei schränkt es den mathematischen Formelbereich so weit wie möglich ein und lagert ihn in den Anhang aus, letzteres nur in der Absicht, den Wortlaut ordentlich lesbar zu erhalten. Die zweite Hälfte des Buchs wird den Leser hinüber leiten zu den verschiedenen Verfahren, um einen eigenen Injektor selber zu bauen.

Unglücklicherweise mangelt es bei der Beschreibung der Funktion des Mischkonus in dem selben Maß an mathematischer Analyse, wie es für die anderen Konusstücke verfügbar ist. Und nur eine gute Erklärung der Prinzipien die hinter seiner Arbeitsweise stehen ist vorhanden; basierend eben auf Professor Kneass und Pullen's Büchern und Versuchsergebnissen.

Der Betrieb des Injektors insgesamt wird zuerst erläutert, bevor die Vorgänge innerhalb der drei Konusstücke mehr im Detail beschrieben werden. Danach folgen die Hinweise zur Auslegung einschließlich der Bemessung für einen „mittelwertigen“ Injektor und abschließend der mathematische Anhang.

In den Formeln bedeutet \gg / \ll das Divisionszeichen. Multiplikation ist in verschiedenen Schreibweisen dargestellt. Beispielsweise als $A*B$ oder als $A(B)$ oder als AB oder auch als $A * B$. Wenn es kein „-“ und kein „+“ und kein „/“ gibt, dann wird A mit B multipliziert.

Die Funktion:

Der ursprüngliche Antrieb im Injektor ist der Dampf, welcher, wenn er die Dampfdüse verlässt Wärmeenergie, kinetische Energie (Geschwindigkeit) und Impuls (Massenträgheits-Energie) besitzt. Kinetische Energie bedeutet Bewegung wie in dem alten Wort „KINESCOPE“, für bewegte Bilder. Die Kinetische Energie oder KE ist definiert als $G * V^2 / 2 * g$, wobei G die Gewichtskraft in N ist, V die Geschwindigkeit in m/sec und g die Erdbeschleunigung von 9,81 m/sec².

{ im Originaltext steht W als Gewicht in Pfund und daher 2 Pfund pro 10 N und die Erdbeschleunigung mit 32,2 Fuß pro Sekunden-Quadrat ! Anmerkung des Übersetzers }

Genau so, wie hier speziell der Dampfstrom als kontinuierliche Größe betrachtet wird, ist das Gewicht des Massenstroms dann auf Sekunden bezogen und die pro Sekunde verfügbare kinetische Energie wird betrachtet.

Es ist ja eine bemerkenswerte Vermutung, dass der Energiegehalt des Dampfes hauptsächlich der antreibende Faktor sei, aber die Versuchsauswertungen zeigen, dass es tatsächlich der Impuls des Dampfes ist, der wirklich zählt und dass die meiste Energie durch Reibung in Wärme gewandelt wird. Schließlich geht sie so nicht verloren und geht zurück in den Kessel als Wärmemenge im Speise-Wasser.

Wenn zwei Tropfen von Wasser zusammen prallen, dann verschmelzen sie zu einem größeren Tropfen und bewegen sich weiter in einer Richtung die definiert wird aus ihren vorherigen Richtungen und Geschwindigkeiten. Das Gleiche gilt auch für einen „Tropfen“ Dampf, wenn er mit einem Tropfen kondensierendem Wassers zusammen prallt. In einem Injektor ist die Geschwindigkeit des Dampf so enorm größer als die Geschwindigkeit des Wassers, dass, obgleich der Wasserinhalt ungefähr das zehnfache des Dampfgehalts ausmacht, dabei die Richtung des Dampfes wie er die Düse verlässt weitgehend für die Bewegungsrichtung der nun kombinierten Masse maßgeblich ist. Die Theorie von der Erhaltung des Impuls besagt, dass die Vektorsumme $M1 * V1$ plus $m^2 * V2$ gleich zu setzen ist mit $(M1+m^2) * V3$. $M1$ oder m^2 sind Massen entsprechend der Gewichtskraft / g. $V1$, $V2$ oder $V3$ sind Geschwindigkeiten, und Vektor bedeutet die Richtung die man in Anrechnung bringen muss.

Die Vorgänge in den drei Konus-Stücken werden später noch im Detail abgehandelt, aber momentan ist es ausreichend zu sagen, dass im Dampfkonus die Arbeit geschieht indem der Dampf dort expandiert und in kinetische Energie umgesetzt wird, sodass am Austritt der Düse eine super Geschwindigkeit entsteht welche bis zur Schallgeschwindigkeit ansteigen kann. Der Ausgangskonus empfängt aus dem Mischkonus das Wasser mit höchster Geschwindigkeit und wandelt diese kinetische Energie wieder in Druck um. Und keiner dieser beiden Vorgänge ist für sich allein zutreffend im Mischkonus, in welchem der Impuls des Dampfes die antreibende Kraft darstellt. Die Kinetische Energie der Dampfmasse mit der Geschwindigkeit V ist $G * V^2 / 2 g$, dagegen ist der Impuls $G * V / g$. In beiden Formeln ist G/g das was man Masse nennt. „g“ ist die Erdbeschleunigung (Schwerkraft) und bei einer üblichen Strahl-Geschwindigkeit von 600 bis 900 m/sec ist der Unterschied zwischen der Energie $G * V^2 / 2 g$ und dem Impuls $G * V / g$ gewaltig. Wenn Dampf und Wasser Partikel so elastisch wären wie Billardkugeln, dann wäre der Verlust an kinetischer Energie sehr gering und die Teilchen würden sich abprallend in der Gegend verteilen. In der Realität verhalten sich die Teilchen wie Kugeln mit einem klebrigen Überzug aus einer Reibungs-Substanz und die abgegebene Energie wird umgeformt in Wärmegehalt und gelangt schließlich zurück in den Kessel.

Die Energie ist nicht die einzige Einbuße im Mischkonus, weil auch ca. 20% des Impuls verloren gehen, sodass nur 80% des Dampf Impuls theoretisch in Anrechnung gebracht werden können. Wenn das zugeführte Wasser warm ist, fordert Professor Kneass, dass der praktisch anzusetzende Prozentsatz sogar noch weiter reduziert wird.

Die Startbedingung für einen selbstansaugenden Injektor ist, dass zwar Wasser vorhanden ist, aber noch nicht angesaugt wird und bei den am meisten verbreiteten Bauformen nur paar Tröpfchen im Durchlass vorhanden sind. Wenn nun der Dampfahn geöffnet wird, wird auch das Wasser eingesaugt durch einen Vorgang der später noch als Ansaugung beschrieben werden wird. Danach sind die Arbeits-Bedingungen für beide Betriebsweisen (selbstansaugend oder mit Zulauf) gleich.

Bis der volle Wasserdurchfluß sich stabilisiert hat, muss der Überschuss an unkondensiertem Dampf hauptsächlich durch das Überlauf-Kugelventil aus dem Mischkonus in das „Türmchen“ entweichen und nur ein geringer Anteil geht durch die Verengung (Kehle) des Mischkonus.

Sobald die Kondensation beginnt wird weiteres Wasser eingesaugt, bis sich die Verhältnisse stabilisiert (eingependelt) haben. Dies geschieht so schnell, dass es aussieht als ob es augenblicklich passiert, sogar wenn schnell arbeitende Prüfgeräte angewendet werden. Das Wasser umgibt den Dampfstrahl welcher dadurch im Durchmesser schrumpft, sowie die Kondensation voranschreitet bis sie schließlich in der Kehle (engste Stelle) des Mischkonus virtuell vollendet ist, weil dort wirklich nur ganz wenig Dampf übrig geblieben ist.

Das Wasser hat schließlich etwas Impuls aufgenommen von der Geschwindigkeit mit der es durch den Ringspalt gesaugt wurde. Letzteres ist die kreisringförmige (Zylinder-Mantelförmige) Fläche zwischen der Dampfdüse und dem Mischkonus. Und es bekommt noch eine ganze Menge mehr Geschwindigkeit und Impuls vom Dampf der in Düsenmitte vorbei schießt und in direktem Kontakt mit dem Wasser steht. Diese vom Dampf aufgenommene Geschwindigkeit wird dann auf die daran anschließende Wasserschicht übertragen und so geht es weiter und weiter. Folglich möchte die Wassermasse im Zentralkern der Mischkonus-Kehle die höchste Geschwindigkeit annehmen, aber unter gewöhnlichen Umständen hat das gesamte umgebende Wasser genügend Geschwindigkeit, um es durch den Ausgangskonus in den Kessel zu treiben.

Einerlei, im Grenzbereich hat nur das am stärksten beschleunigte Wasser eine hinreichende Geschwindigkeit und der Rest wird durch den Überlauf zurückgewiesen. Das ist dann der Zustand nahe dem niedrigsten möglichen Arbeitsdruck und es ist besonders ärgerlich, wenn die Engstelle des Ausgangskonus, wie meistens, ein wenig zu klein geraten ist. In diesem oft vorkommenden Fall wird, sogar wenn alles Wasser genügend Geschwindigkeit besitzt, nicht genug Ausdehnungsraum in der Kehle/Engstelle des Ausgangskonus vorhanden sein, mit dem Ergebnis, dass es aus dem Überlaufrohr tröpfelt.

Der anfängliche Überlauf in das Kugelventil ermöglicht es dem Dampf zur Startzeit solange zu entweichen, bis genügend Zulauf-Wasser die Kondensation ermöglicht. Ein Kugel (Rückschlag-)Ventil ist an dieser Stelle erforderlich, weil sonst die mögliche/erwartete Ansaugung innerhalb des Mischkonus verhindert wird. Der Spalt zwischen dem Mischkonus und dem Ausgangskonus ermöglicht es dem Wasser und kondensierten Dampf auszuweichen, ehe eine ausreichende Geschwindigkeit erreicht ist, welche der Ausgangskonus verwenden (in Speisedruck umsetzen) kann. Dieser Spalt kann sehr eng sein bei hohem Druck, wo kein Geschwindigkeitsproblem entsteht, entsprechend der üblichen Größe des Dampf-Impuls. Jedoch ist dies bei niedrigem Druck

so nicht der Fall und die Spaltweite muss dann angepasst werden, um auch die Startbedingungen für einen niedrigeren Druck abzudecken.

Wenn der Druck an der oberen Funktionsgrenze liegt kann der Ausstoß des Mischkonus einem Sprühnebel ähneln, anstatt einem massiven Wasserstrahl. Das ist dann das Ergebnis von zu langsamer Kondensation, verschuldet durch ungenügendes Wasser. Dieser Spray artige Ausstoß wird noch schlechter bei warmem Zulaufwasser, weil solches die Kondensation noch mehr verlangsamt. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft den Überlauf Spalt zwischen den beiden Konusstücken so eng zu halten, wie es der niedrigste geplante Betriebsdruck zulässt, damit dem Schlund des Ausgangskonus der kleinstmögliche Durchmesser an Sprühnebelstrahl angeboten wird.

Die später noch beschriebene Ansaugung im Ausgangskonus hilft ihm, diesen Sprühstrahl in seinen Schlund zu ziehen.

Bei völligem Ausfall der Funktion durch zu niedrigen Druck hat das Wasser (nicht) genügend Geschwindigkeit um sein Volumen durch die Engstelle des Mischkonus zu treiben und es flutet stattdessen durch den Überlauf im Kugelventil. Die Ansaugung per Kondensation ist durch diesen Wechsel gestört und der Zustrom des Wassers wird vermindert. Um den Injektor bei dem gleichen, unveränderten Druck erneut in Gang zu setzen kann eine externe Drosselung des Wasserzulaufs mit Vorsicht angewendet werden, falls keine Luft Leckage im System existiert. Anderenfalls wird der Injektor nicht erneut anspringen, solange, bis der Druck wieder höher ist als jener Druck welcher die Funktionsstörung verursachte. Deshalb, weil die Ansaug-Strömungsgeschwindigkeit der durch das Gesamtsystem fließenden Wassermasse geholfen hat, den Betrieb in Gang zu halten.

Bevor wir nun zu einem Beispiel kommen und Kennzahlen in die Diskussion bringen, soll hier angemerkt werden, das bei allem was nun folgt der berechnete Impuls nicht ganz exakt der Formel entspricht, welche besagt, dass die Impulsgröße genau gleich der Masse mal der Geschwindigkeit ist.

„Gramm pro Minute“ [gr / min] (- also Masse pro Zeiteinheit -) als Massenstrom an Dampf oder Wasser wird jetzt hier anstelle der reinen Masse eingesetzt. Dieses ist eine Angelegenheit der Bequemlichkeit und auch zulässig, weil die Abwandlung von Masse => zu Masse/min auf beiden Seiten jeder Gleichungen erscheinen wird. Der Leser der es gern möchte, kann den Rechenwert durch 60 dividieren um gr/sec zu erhalten.

Mit diesem eben Gesagten im Gedächtnis, wollen wir nun ein Beispiel angehen.

Mit einem Eingangsdruck von 5,5 bar Manometeranzeige (6,5 bar abs) **abs** für absolut Druck, also inclusive des normalen Luftdrucks von 1000 mbar ist eine Dampfdüse ausgelegt für einen Ausstoß von 79,4 gr/min bei 756 m/sec. Der nutzbare Dampf Impuls beträgt dann bei einem Wirkungsgrad von 80% =>

$$79,4 \text{ gr} * 756 \text{ m/sec} * 0,8 = 48021 \text{ gr m / sec} .$$

Angenommen, es werden 1418 gr/min durch den Ringspalt angesaugt. Weil der Spalt recht eng ist, wird es nicht langsam Tröpfeln, sondern das Zulaufwasser schießt herein mit einer Geschwindigkeit von etwa 6,4 m/sec. Dies gibt dem Wasser dann einen Impuls von 9075 gr m / sec. Es ist zu erwarten, dass auch davon nur 80% wirksam sind, was dann noch 7260 gr m / sec zum Addieren auf den nutzbaren Dampf-Impuls übrig lässt. Das Resultat ist dann 48021 + 9075 = 57097 gr m/sec. Die gesamte Masse von Dampf

und Wasser ist $79,4 + 1418 = 1497$ gr. Das wird nun geteilt durch den gesamten Impuls, um die endgültige Austrittsgeschwindigkeit zu ermitteln. 57097 gr m/sec geteilt durch 1497 gr ergibt $38,14$ m/sec.

Aus der Gleichung **(Gl 2)** >> **im Anhang für den Ausgangskonus** << ist die mindestens erforderliche Geschwindigkeit $V_t = 12,29 * \sqrt{p_{\text{Ausgang}}}$. Wobei p_{Ausgang} gleich $5,5$ bar Kesseldruck ist zuzüglich $0,62$ bar extra Zugabe zur Überwindung des Rückstaus aus dem Rohrleitungssystem und der Rückschlagklappe des Speiseventils. Diese niedrigste Geschwindigkeit beläuft sich schließlich auf $34,16$ m/sec. Dieser Wert ist etwas geringer als die $38,14$ m/sec der Wert aus der Berechnung des Impuls, es ist also etwas Geschwindigkeit in Reserve. Aber reicht das wirklich aus? Professor Kneass benennt in seinen Buch von 1910 über die Theorie der original großen Injektoren, dass die im Mischkonus nahe dem Ringspalt erzeugte Ansaugung sich durch den Ausstoße hindurch fortsetzt, obwohl sie möglicherweise bei diesem Vorgang reduziert ist. Es existiert sicherlich eine Ansaugung (Unterdruck) am Kugelventil, welches auf der halben Konuslänge wirksam ist, und daher kann auch etwas Unterdruck noch im Ausgangskonus angenommen werden. Versuche mit einem Injektor ergaben, dass der Ansaug-Unterdruck, der das Wasser einzieht, bei $-0,7$ bar lag. Bedeutet das nun, dass die Massen-Impuls auch noch diesen zusätzlichen Betrag überwinden muss? Wenn das zutrifft, dann ist die benötigte Geschwindigkeit diejenige für den Ausgangsdruck + $0,7$ bar oder

$V_t = 14,3 * \sqrt{(5,5 + 0,14 + 0,7)}$, was wiederum 36 m/sec entspricht. In diesen Fall ist der geforderte Wert noch immer übertroffen von dem vorher mal berechneten Wert in Höhe von $36,8$ m/sec. Aber wenn der Wasser Zulauf 1474 gr/min anstatt 1417 gr/min beträgt, dann wird die Geschwindigkeit für den Massen Impuls just eben zu niedrig sein!

Man bedenke, dass der erzeugte Unterdruck im Ergebnis auf 80% von $6,4$ m/sec Strömungs-Geschwindigkeit, also $5,12$ m/sec bezogen auf die Wasser Eintritts-Geschwindigkeit beruht. Aber ebenso nötig ist ja auch Geschwindigkeitsbedarf an der Austritts-Seite mit $2,0$ m/sec. Dieses bedeutet dann eine netto Geschwindigkeitszunahme von $3,1$ m/sec.

Wenn man nun die gleichen Argumente auf einen Injektor für sehr niedrigen Druck anwendet, dann entsteht ein ganz anderes Bild. Ein interner Unterdruck von $0,7$ bar bringt nur etwa 5% des Impuls Bedarfs für $5,5$ bar. Jedoch bringt er 41% bei $0,7$ bar und sogar 73% bei $0,35$ bar. Letzteres ist wiederum der Hauptgrund, warum die Größenverhältnisse, die für einen Normal-Druck Injektor passend sind, nicht einfach linear umgerechnet werden können auf einen Injektor der mit sehr niedrigem Arbeitsdruck betrieben werden soll.

Die Ansaugung:

Das Speisewasser wird in den Injektor eingesaugt und das kann leicht bewiesen werden indem man nach dem Start des Injektors den Zufuhr-Wasserspiegel unter das Niveau des Injektors absenkt. Aber das funktioniert nur dann, wenn kein zwischengeschalteter Absperrhahn und auch keine eine Verschraubung eine Leckage von eindringender Luft zulässt. Viele Injektoren werden auch das Wasser anheben bevor sie in laufenden Betrieb gesetzt sind, ganz besonderer in Bereich niedrigeren Betriebsdrucks oder wenn der Dampfahh nur allmählich schrittweise geöffnet wird. Die Ansaugung vor dem eigentlichen Betrieb ist begründet durch eine oder sogar beide von zwei verschiedenen Ursachen. Die

erste Ursache ist, dass der Ausgangsdruck einer Dampfdüse mit sich erweiterndem Innendurchmesser hinter der engsten Stelle möglicherweise unterhalb des atmosphärischen Drucks liegt. Die zweite Ursache ist vermutlich der stärkere Effekt und ist begründet in der Tatsache, dass Luft in die äußeren Bereiche eines Dampfstrahls von hoher Geschwindigkeit mit eingeschlossen und mitgerissen wird. Dies ist aber nur möglich, wenn der Dampf frei austreten kann, durch den Kugelventil Überlauf-Spalt im Mischkonus und ohne sich zurück zu stauen. Die Ansaugung infolge der Anziehung zwischen Dampf und Luft wird verstärkt durch einen sehr scharfkantigen Rand am Ende der Dampfdüse, weil dies den engsten Kontakt zwischen Luft und Hochgeschwindigkeits Dampfstrahl ermöglicht.

Nachdem der Injektor in Funktion ist berührt das zugeführte Kaltwasser den Dampf und es beginnt die Kondensation. Je schneller die Kondensation abläuft, desto stärker ist der Saugeffekt. Insofern ergibt kälteres Speisewasser auch einen stärkeren Saugeffekt als wärmeres Speisewasser. Niederdruck (Satt-)Dampf wird eine schnellere/intensivere Kondensation beziehungsweise Saugeffekt hervorrufen als dichter überhitzter Hochdruck-Dampf. Weil die Ansaugung immer mehr Wasser einzieht wird die Kondensation noch schneller, die Ansaugung steigert sich nochmals und so weiter und weiter... Umgekehrt bewirkt weniger Ansaugung von kaltem Speisewasser geringere Kondensation und weniger Saugeffekt. Wie auch immer, die Bedingungen stabilisieren sich schnell und der Injektor kommt zur Ruhe. Ein klein wenig Instabilität der Funktion macht sich auch bemerkbar, indem der Injektor „zwitschert“ oder wenn das fauchende Geräusch sich periodisch verändert. Die Veränderung durch Druck und Temperatur bedeutet, dass die eingesaugte Wassermenge kaum hinreicht für eine gute Funktionsfähigkeit. Sie sollte sich im Idealfall steigern mit dem Druck oder zumindest nicht zurückgehen. Und sie sollte sich ebenfalls steigern bei warmem Wasser, um übermäßiges Abblasen von unkondensiertem Dampf aus dem Überlauf zu vermeiden. In gleicher Weise bedeutet die übermäßige Ansaugung sobald der Druck abfällt, dass der Injektor eventuell überflutet ist und seine Arbeit einstellt. Dieser Vorgang definiert die untere Grenze des funktionellen Arbeitsbereichs. Die obere Grenze wird erreicht, wenn ungenügender Wasserzulauf vorkommt, welcher verhindert, dass 99% des Dampfes kondensiert werden. Sogar nur 1% von unkondensiertem Dampf könnten eventuell schon die Engstelle der Düse ausfüllen und keinen Freiraum für das Wasser übrig lassen.

Der gerade eben beschriebene Ansaug-Mechanismus ist untermauert durch Versuche, welche ergaben, dass der Wasserzufluß in den Injektor zurückgeht sowie der Druck ansteigt und ebenso, wenn die Wassertemperatur erhöht ist. Versuchsmessungen haben ergeben, dass ein Rückgang des Wasserfluß von 16% zu verzeichnen ist, wenn der Druck von 3,45 bar auf 6,9 bar steigt und eine Verminderung um 13% bei 6,9 bar wenn die Wassertemperatur von 21°C auf 50°C angehoben wird. Das ist völlig entgegen dem erwünschten Effekt.

Externe Wasserzufluß Steuerung :

Externe Wasserzufluß Steuerung ist eine geeignete Möglichkeit den Injektor in Betrieb zu halten bei Drücken die unterhalb des Überflutungsdrucks liegen oder um das „Tröpfeln“ zu reduzieren. Jedoch um so mehr externe Steuerung benutzt wird, um so mehr steigt der Unterdruck in der Zufluss Leitung und irgendwelche Luft Leckagen an den Schraubverbindungen oder das Kugelventil werden infolgedessen die ganze Aktion beenden. Das kleinste, nur nadelstichgroße, Loch in der Lötverbindung oder eine nicht

vollkommen Schraubverbindung am der Zufluss Leitung ist ausreichend um die Funktion zusammenbrechen zu lassen.

Um den mühelosesten Betrieb zu erreichen sollte der Absperrhahn an der Zufluss Leitung einen großzügig ausgelegten Querschnitt haben oder eine Schlauchverbindung auf einem Schlauchstutzen. Das Saugende sollte reichlich unterhalb des Flüssigkeitsspiegels im Vorratsbehälter angebracht sein, sodass es jederzeit überflutet ist.

Externe Wasserzufluß Steuerung ist nicht ganz so effektiv wie eine Verminderung des Ringspalts, obschon sie ein ganzes Stück komfortabler ist. Der Grund dafür ist, dass das Wasser durch einen engen Ringspalt hindurch schießen wird, als wenn es von außen gebremst durch einen erweiterten Ringspalt langsamer zuströmt. Jegliche zusätzliche Geschwindigkeit die der Wassermasse innerhalb des Injektors gegeben wird, bringt ihren Anteil für den gesamten Impuls.

Starten des Injektors :

Von der höchsten oberen Betriebsdruck Grenze bis hinunter zum ersten Abgrenzungsstufe des Betriebsbereichs kann beim Starten der Wasserzulauf voll aufgedreht sein. Das ist nämlich der einfachste Betriebszustand für die Funktion.

Im Bereich unterhalb der ersten Abgrenzungsstufe bis zur zweiten Abgrenzungsstufe darf das Wasser beim Start auch voll aufgedreht sein obwohl es dann bald reduziert werden muss. Der Grund für diese Begrenzung zu Beginn des Betriebs ist, dass das Wasser ohne diese Einschränkung nicht genug Durchschlagskraft hat um die volle vorgegebene Menge Wasser in das System einzuschleusen. Aber sobald das Wasser einen stärkeren Impuls (= Masse * Geschwindigkeit) erfährt, ist es einfacher auch den Rest mit zu bewegen. Unter den Anfahrbedingungen kann man ruhig die zuströmende Wassermenge reduzieren, aber die Einspeisung in den Kessel wird dann nicht die maximal mögliche Wassermenge ausmachen. Wie auch immer, eine Mengenreduzierung die gerade eben das bekannte „Tröpfeln“ am Überlauf verhindert, die wird die Fördermenge nicht beeinträchtigen.

Ein „hebender/ansaugender“ Injektor kann die selbe Handhabung benötigen, denn dabei gibt es keine automatische Begrenzungsfunktion die den Wasser Zufluss steuert.

Unterhalb der zweiten Betriebsbereichsgrenze muss der Wasserzufluß durchgehend unter das Maximum eingeschränkt werden weil sonst eine Überflutung des Mischkonus auftritt. Ganz egal wie, der Wasserzufluß kann etwas über die Startbedingungen hinaus angehoben werden.

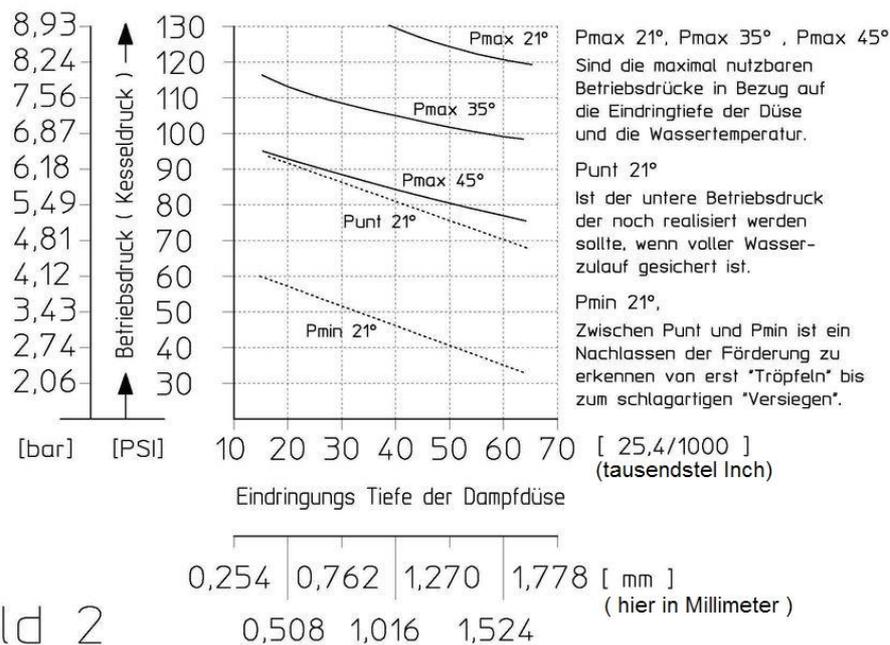
Die Anpassung des Druckbereichs:

Der Arbeitsdruckbereich kann **nach oben** gesetzt werden (ebenso auch eine Anpassung an wärmeres Speisewasser kann erreicht werden), indem man das Maß verringert um welches die Mündung der Dampfduße in den Innenkonus der Mischduße hineinragt.

Diese Maßnahme bewirkt eine Vergrößerung der Fläche die den Zufluss von (Kalt-)Wasser reguliert, indem der ringförmige Spalt zwischen den Düsen dabei größer wird. Eine einfache Möglichkeit dieses aus zu führen ist der Einbau von zusätzlichen Distanzscheiben zwischen dem Kragen der Dampfduße und dem Injektor Gehäuse-Block.

Eine Auswahl von 0,12mm; 0,25mm und 0,50mm Scheiben wird dazu vermutlich ausreichen.

Ein **herabsetzen** des Arbeitsdruckbereichs ist nicht so einfach, ohne den Kragen der Dampf Düse mit einer Drehmaschine zu bearbeiten, um die Eindringtiefe der Dampf Düse zu vergrößern. Falls man da zu viel abgedreht hat, können aber die oben genannten Beilage-Scheiben den Fehler wieder schnell und einfach korrigieren. Diese Verkleinerung der Zuflußmenge im Ringspalt kann andererseits auch durch eine externe Kontrolle des Wasserzufluss erreicht werden. Ebenso kann eine geringfügige Erweiterung der Austrittsöffnung der Dampf Düse wirksam sein, oder sogar beides.



Das Diagramm Bild 2 zeigt den Effekt von Beilage-Scheiben (Ring) am Düsenkragen um einen weiten Arbeitsdruckbereich ab zu decken. Dabei wurde ein Bereich von Beilage-Scheiben bis zu 1,1 mm benutzt. Auf der x-Achse ist die erzielte Eindringtiefe der Dampf Düse in den Mischkonus aufgetragen.

Die Grenzwerte **Pmin** und **Punt** liegen niedriger, beziehungsweise die Tendenz zum „Tröpfeln“ oder gar „Versiegen“ kann vermindert werden, wenn eine externe Drosselung des Wasserzulaufs angewendet wird.

Die Grenzen der Betriebsfähigkeit:

Die **untere** Arbeitsdruck-Grenze ist festgelegt durch das Fehlen eines ausreichend starken Impuls (physikalisches Massen Schwungmoment) und die obere Arbeitsdruck-Grenze wird erreicht, wenn keine oder zu wenig Kondensation des Dampfs stattfindet.

Der Massenstrom geht zurück mit fallendem Betriebsdruck und ebenso die ohnehin schwache Strömungsgeschwindigkeit.

Der Wasserzufluss und die Geschwindigkeit steigen bei fallendem Betriebsdruck zwar ein wenig an, infolge der wachsenden Ansaugung (durch frühere/schnellere Kondensation), und das wirkt sich zusätzlich zum Schwungmoment/Strömungsimpuls aus! Aber weil der Dampfverbrauch bei der Kondensation den überwiegenden Einfluss hat ist das Netto-Ergebnis so, dass der insgesamt verfügbare Impuls bei steigendem Dampfdruck etwas sinkt.

Die effektiv benötigte Strömungsgeschwindigkeit ist proportional der Quadratwurzel aus der Summe von Kesseldruck , zuzüglich dem kleinen Gegendruck aus dem Strömungswiderstand des Rohrsystems und des Speise-Rückschlagventils, plus dem Unterdruck (Ansaugung/Kondensation) innerhalb der Mischdüse.

Auch ohne die Überlagerung durch den Ansaug-Unterdruck und ohne den Gegendruck aus dem Rohrleitungs - System bedeutet die mathematische Quadratwurzel-Funktion , dass der Dampfbedarf schneller steigt als der Druck ; aber es wird noch komplizierter wenn der Druck abfällt. Jedoch mit Einbeziehung der oben genannten Überlagerung werden die bei niedrigem Druck die Zusammenhänge nochmals komplizierter, weil dieses dann einen unverhältnismäßig großen Einfluss auf das gesamt Ergebnis bewirkt.

Außerdem gibt es aber noch eine andere grundsätzliche Anforderung, besonders bei niedrigem Druck. Damit ist gemeint , dass der Düsenhals der Mischdüse und der Lieferdüse zum Kessel weit genug sein müssen um den Wasserdurchfluß auf zu nehmen. Daher sollte man ausreichend Schwungmoment/Impuls erübrigen können um die erforderliche Strömungsgeschwindigkeit zu erzielen. Falls der Düsenhals zu klein ist, um das Volumen hindurch zu lassen, kann das Speisewasser nicht herauskommen. Wenn also der Düsenhals zu eng angelegt ist, wird das Ergebnis nicht einen Totalausfall darstellen, wie es bei „Überflutung“ in der Mischdüse geschehen kann, sondern es wird in zunehmendem Maße nur noch „Tröpfeln“.

Insofern ist der untere Grenzdruck festgelegt durch einen Mangel an Schubimpuls und und eventuell durch einen zu engen Düsenhals der Mischdüse. Die Berechnung für den unteren Grenzwert beschreibt, wann die Summe aus Dampf- und Wasser-Impuls Dividiert durch das gemeinsame Gewicht von Dampf und Wasser gerade eben nicht mehr im Stande ist die mindest- Geschwindigkeit zu erzeugen. Diese Tatsache kann von Designern beim Entwurf benutzt werden um die Größen der Düsen fest zu legen, welche für eine gewünschte Speisewassermenge benötigt werden.

(siehe auch im „**Anhang Funktionsgrenzen**“)

Die **obere** Druckgrenze ist weit entfernt von einer Impuls Beschränkung und wird erreicht, wenn zu viel unkondensierter Dampf im Düsenhals der Mischdüse vorhanden ist. Bei 6,9 bar ist das Dampfvolmen 220 mal so groß wie das entsprechende Volumen des gleichen Gewichts an Wasser. Das bedeutet, wenn beispielsweise das Gewicht des zuströmenden Wassers das 10-fache Gewicht des zuströmenden Dampfs beträgt, immer noch das 22-fache Volumen an unkondensiertem Dampf mit 6,9 bar den Düsenhals ausfüllt und somit dann dort keinen Raum für das Speisewasser lässt; und 1/100-stel gerade eben 77% Raum für das Wasser frei lässt. Aber in der Zeit, in welcher die Mischung aus Dampf und Wasser den Düsenhals durchläuft, wird sich der Dampf abgekühlt haben und der Dampfdruck reduziert sein. Sowie nun der Druck sinkt, expandiert der Dampf wieder in seinem Volumen und es erscheint unwahrscheinlich das er (die benötigten) 0,25% des Dampfvolmens erreicht, das problemlos im Düsenhals Platz findet. Im Endeffekt muss schließlich der gesamte zugeführte Dampf wieder kondensiert werden. Der Düsenhals der Mischdüse wird ein wenig größer angefertigt als der Düsenhals der Ausgangsdüse, um dieses Problem zu beherrschen, nämlich die Fortführung der Dampf-Kondensation in den Düsenhals der Ausgangsdüse hinein.

Vorbedingung für eine vollständige Kondensation ist es, dass das zugesetzte Wasser die gesamte „latente Wärme“ des zuströmenden Dampfes aufnehmen kann und dazu noch den Überschuss an Flüssigkeitswärme ohne dass das zuströmende Wasser sich wieder auf seinen Siedepunkt erhitzt. Die physikalischen Zustandswerte für den Dampf können aus den allgemeinen Tafeln/Tabellen für Wasserdampf abgelesen werden und nebenbei auch noch andere physikalische Werte, wie beispielsweise das spezifische Volumen. Es wird unterstellt, dass bei der vorgegebenen Temperatur des Gemischs die Wärme Gleichung (Energieinhalt der Masse), sowie sie den Düsenhals der Mischdüse verlässt, knapp unter dem Siedepunkt liegt. Die Wärme die eine vorgegebene Menge an Wasser noch aufnehmen kann ist festgelegt durch ihre spezifische Wärme und durch ihre Temperatur. Je wärmer das Wasser schon ist, um so weniger zusätzliche Wärme kann es noch aufnehmen, ehe es den Siedepunkt erreicht. Das ist der Grund warum mehr (kühlendes-)Wasser benötigt wird, wenn es schon warm ist.

Das Gewicht (Masse) und die Temperatur des verfügbaren Wassers und das Gewicht (Masse) des Dampfes und dessen Wärmeinhalt werden verwendet um die oberen Grenzbedingungen voraus zu berechnen. Zum einen, als Ausdruck der maximalen Wassertemperatur die verwendet werden kann bei gegebenem Druck, oder der maximale Druck der angewendet werden kann.

Bei diesen Berechnungen ist die Expansion in der Dampfdüse nicht wichtig wegen der zusätzlichen Strömungsgeschwindigkeit welche sie hervorruft, das ist nur bedeutsam bei niedrigen Druckstufen, sondern sie ergibt nasseren Dampf wegen des Wärmeverlusts bei der Expansion. Letzteres beeinflusst die Wärme Gleichung, indem es bedeutet, dass weniger latente Wärme im Dampf enthalten ist. Der Trockenanteil am Ausgang der Dampfdüse liegt noch bei 90%. (siehe auch im „Anhang Funktionsgrenzen“)

Zustrom von Warmwasser :

Das grundsätzliche Problem bei der Zuführung von Warmwasser ist es, dass die Kondensation des Dampfes langsamer erfolgt und eine größere Menge Wasser benötigt wird. Und bei sehr warmem oder gar heißem Wasser könnte die Dampfkondensation nicht vollkommen sein innerhalb des Mischkonus. Das, und auch andere Sachverhalte sollen nun betrachtet werden.

Zuerst einmal wird bei langsamer Kondensation die Ansaugung durch das partielle Vakuum vermindert. Das bedeutet, dass weniger Wassermenge für eine genügende Kondensation zur Verfügung steht falls mal ein wenig mehr Kühlwasser benötigt wird. Und daraus entsteht das Problem. Der hauptsächliche Lösungsweg das zu kompensieren, ist es, den Ringspalt zu vergrößern, sodass mehr Kühlwasser leichter eingesaugt werden kann.

Ein anderer Ansatz welche die Kondensation verbessert, ist eine Abänderung der Gestaltung der Mischdüse. Derart, dass sie mit einem Winkel von etwa 12° beginnt, danach weitergeht mit $7,5^\circ$ und endet mit 6° , wobei die Gesamtlänge die gleiche bleibt.

Der steilere Anfangswinkel zwingt das Wasser zu einem schnelleren Kontakt mit dem Dampfstrahl. Daraus ergibt sich eine schnellere Kondensation, als bei der sonst üblichen Auslegung mit durchgängig konstantem Winkel.

Die zweite Angelegenheit ist der Bereich zwischen dem Ausgang des Mischkonus und dem Eingangsbereich des Austrittskonus. Bei kaltem Wasserzustrom und gemäßigttem Druck ist ein sauberer, kompakter Wasserstrahl aus dem Mischkonus gegeben. Aber wenn der

Dampfdruck oder die Wassertemperatur ansteigen, dann wird der Wasserstrahl zunehmend spray-artig (Dampf durchsetzt) und ist weniger geneigt seinen Weg in den Austrittskonus zu finden. Wie auch immer, die Aufrechterhaltung der Bedingungen für einen guten Strahl ist besser gewährleistet, wenn der Mischkonus über eine definierte Länge parallel (zylindrisch) verläuft und / oder, wenn der Konus mit einem kleineren Innenwinkel endet. Der Zugang des Wasserstrahls in den Austrittskonus wird auch leichter, wenn die Öffnungen der beiden Düsen so eng beieinander liegen wie es der niedrigste Dampfdruck zur Einhaltung der Startbedingungen noch zulässt.

Ein anderer Nachteil des Injektor Betriebs mit Warmwasser ist der weite Bereich des angewendeten Mischdüsen- und Austrittsdüsen-Durchmesser Verhältnis von **1.35 : 1** bei handelsüblichen Injektoren; oder wie oft auch empfohlen wird **1.2 : 1** . Die Anwendung eines Verhältnis von **1.08 : 1** bei der Auslegung von Injektoren für Warmwasserzufuhr , welches also eine größere Austrittsöffnung ergibt , ist viel besser geeignet für diesen Zweck.

Als Drittes ist die Breite des Überlauf-Spalts in der Mitte des Mischkonus von Bedeutung. Dieser wird gern etwas breiter angelegt , um den Start des Injektors zu erleichtern, aber für Warmwasser Betrieb ist ein schmaler Spalt die bessere Wahl.

Der vierte Punkt ist die absolute Größe des Injektors. Kondensation braucht Zeit. Und weil die Geschwindigkeit von Dampf und Wasser bei allen Injektorbaugrößen die gleiche ist, folgt daraus, dass in größeren Injektoren mehr Zeit zur Verfügung steht, um eine vollkommene Kondensation des Dampfstrahls im Mischkonus zu verwirklichen. Ein Injektor für 2268 gr / min wird dabei besser funktionieren als ein Modell für 567 gr / min. Ein Injektor in Originalgröße mag Dampf von 17.5 bar verwenden aber die Strömungsgeschwindigkeit ist dennoch nur wenig höher als bei einem Dampfdruck von 5,6 bar und seine Konuslänge ist 8-fach länger als bei einem Modell-Injektor. So etwas gibt natürlich viel mehr Zeit für die Kondensation. Professor Kneass berichtet sogar von einem erfolgreichen Versuch mit sehr warmem bis heißem Zufuhr-Wasser bei einer original großen Ausführung, aber dabei wurde der Überlauf (nach seinem Start mittels Kaltwasser) abgesperrt.

Als Regel gilt , dass der Ringspalt bis zu einer Wassertemperatur von 45° C proportional erweitert werden kann mit brauchbaren Ergebnissen. Für etwas höhere Temperaturen muss man die Erweiterung schon übertreiben, und ab 50°C ist eine Erweiterung kaum der Mühe wert. Derartig hohe Speise-Wassertemperaturen findet man eigentlich nur bei Seitentanks oder Satteltanks an Lokomotiven und es ist besser das Speisewasser dann aus einer anderen Quelle zu beziehen.

In wärmeren Klimazonen kann das Speisewasser schon mal 35°C vorweisen, und man sollte das bei der Auswahl eines geeigneten Injektors berücksichtigen.

Das Fazit all dieser Erschwernisse ist , dass eine saubere Vorhersage für die Warmwasser-Funktionalität eines Modell Injektors ohne reichliche Erfahrung mit all den beschriebenen Effekten unmöglich ist .

Auslegungs--Berechnungen, welche nur auf der eventuell möglichen Kondensation beruhen, sollen in erster Linie lediglich den maximal möglichen Betriebsdruck bei kaltem

Speisewasser belegen.

Der einzige Vorteil bei der Anwendung von etwas wärmerem Speisewasser ist eine kleine Absenkung des niedrigsten möglichen Betriebsdrucks, weil dabei der Überflutungstendenz durch eine langsamere Kondensation entgegen gewirkt wird.

Der Ausgangskonus :

Dieser ist das bemerkenswerteste Teil eines Injektors, weil es so einfach ist und dennoch Druck von mehr als 7 bar mittels eines Wasserstrahls aus kurzer Distanz erzeugen kann. Und das auch noch ohne komplizierte Kolben und Ventile ! Die wissenschaftliche Erklärung dafür beruht auf folgenden Gesetzen:

- 1 In einem geschlossenen strömenden System, welches mit einer nicht kompressiblen Flüssigkeit wie Wasser, gefüllt ist , ist der Volumenstrom an jeder Stelle des Systems konstant. Daraus folgt, dass das Produkt aus der Strömungsgeschwindigkeit und dem Leitungsquerschnitt ebenfalls konstant ist.
- 2 Wenn es keine Verluste im System gibt, dann kann die zugeführte Energiemenge ,wie zum Beispiel kinetische Energie (**KE**) umgewandelt werden in eine entsprechende Energie Abgabe (physikalische Arbeit).
- 3 Physikalische Arbeit ist Kraft mal Weg . Das bedeutet hier, dass die in einer Sekunde zu verrichtende Arbeit gleich Druck mal Fläche (=Kraft) multipliziert mit der Geschwindigkeit (Strecke pro Sekunde) ist.

Aus diesen Gesetzen ergibt sich, dass ein Wasserstrahl , welcher ja eine kontinuierliche Quelle an kinetischer Energie darstellt , entsprechend seiner hohen Geschwindigkeit gezwungen werden kann (wobei er durch eine konische Düse eingezwängt ist) ununterbrochen eine Wassersäule durch die Speiseleitung gegen den Kesseldruck zu vorwärts zu treiben.

Die Theorie der kinetischen Energie leitet sich ab aus den Formeln für die Geschwindigkeit und Beschleunigung einer fallenden Masse. Der Zustand der erreicht wurde indem man eine Masse entgegen der Schwerkraft auf eine bestimmte Höhe angehoben hat ist genau gleich der Kinetischen Energie der Masse , wenn sie wieder auf die Erde zurück stürzt. Und das ist der entscheidende Punkt! Diese Aktionen sind umkehrbar, sodass die Arbeit die aus der Kinetischen Energie zurückgewonnen werden kann genau gleichgroß mit der ursprünglichen (hineingesteckten) Arbeit.

Im Anhang wird die kinetische Energie des Wasserstrahl errechnet, die man braucht um das Speisewasser in den Kessel zu treiben. Als Ergebnis wird eine Formel erstellt für die niedrigste benötigte Geschwindigkeit in der Engstelle der Düse, die bei einem vorgegebenen Druck noch funktioniert. Ein kleiner Aufschlag ist dabei schon enthalten für den Gegendruck aus den Strömungsverlusten in der Speiseleitung und zum Öffnen des Rückschlagventils. Die Formel lautet:

$V_{t(\text{minimum})} = 14,31 * \sqrt{p_{\text{Ausgang}}}$, wobei p_{Ausgang} der geforderte Speisedruck ist.

Bei 6.9 bar sollte V_t daher 37,6 m/sec sein. Jedoch bei 3,45 bar ist das Ergebnis nicht die

Hälfte davon, sondern 26,5 m/sec ! Also entsprechend der Quadratwurzel in oben genannter Formel.

Weil die Austrittsgeschwindigkeit aus der Mischdüse in etwa proportional dem Kesseldruck ist, dann ist bei 3,45 bar eine Geschwindigkeit von 26.5 m/sec verfügbar und folglich wird bei 6,9 bar Kesseldruck dort eine Geschwindigkeit von etwa 53m/sec angeboten. Dieser Wert deckt sehr gut die erforderliche Mindestgeschwindigkeit von 37,6m/sec ab.

Das ist einer der grundsätzlichen Gründe , warum bei niedrigem Kesseldruck das System versagt. Niedriger Kesseldruck verlangt so relativ viel mehr an Dampfimpuls als mittlerer bis hoher Druck.

Die Beziehung zwischen Strömungsgeschwindigkeit, Querschnittsfläche und Dampfdruck wird im Anhang mathematisch erläutert. Dort werden die Formeln für die Eintrittsgeschwindigkeit und die Öffnungsweite der Düsenkehle abgeleitet und ebenso für den Druckaufbau bei einer Änderung des Durchmessers.

Der Hochgeschwindigkeits Wasserstrahl aus der Mischdüse geht in die Kehle des Austrittskonus durch einen kurzen gewölbten Eingangsbereich, in der Absicht aussermittige Strahlenteile zurück zu lenken. Und nach der Engstelle der Düse (Kehle) erweitert sich dann der Konus sanft bis der Innendurchmesser der Kessel-Speiseleitung erreicht ist. Durch die Konusverengung innerhalb der Misch-Düse werden Freiräume hoch komprimiert , beispielsweise auf eine Höhe von 69.9 m statischem Druck entsprechend 6.9 bar, dabei wird die Wirkung der Schwerkraft um circa das 5000-fache übertroffen.

Auf diese Weise werden 6,9 bar erzeugt bei nur etwa 12,7mm Distanz.

Nur wenn die Eintrittsgeschwindigkeit höher ist als das geforderte Minimum kann Druck aufgebaut werden gegen den Kesseldruck und ein wenig zusätzlichen Staudruck aus der Speiseleitung und dem Rückschlagventil.

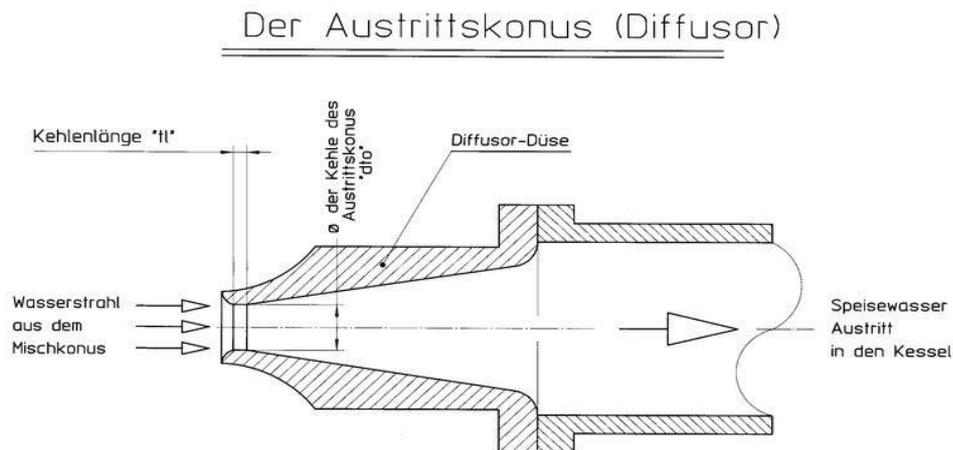


Bild 3

Am Eingang , wo zwischen der Austrittsdüse und der Mischdüse ein Spalt für den Funktionsstart existiert, ist der Druck gleich dem normalen Luftdruck . Aber in der Kehle kann ein teilweises Vakuum vorhanden sein, infolge der später erklärten Ansaugung.

Egal, wie im Anhang (wo alle Berechnungen dargestellt sind) beschrieben, baut sich der Druck sehr schnell auf, bei nur geringer Vergrößerung des Durchmessers der Düsenkehle. Zum Beispiel bewirkt ein Zuwachs von 10% im Kehlen-Durchmesser schon einen Druckanstieg von 32% bezogen auf das Maximum und bei einem Zuwachs von 20% ist der Druckanstieg 52%.

Diese Fakten führen zu der Frage, was für eine Konusform, oder einfacher gesagt, welcher Innenwinkel bei der Düsenherstellung benutzt werden sollte. Falls der Winkel groß ist, ist die Druckspitze näher an der Kehle der Düse und es ergeben sich Strömungsabrissse von der Wandung. Das wiederum ergibt turbulente Rückströmungen und Wirbel oder Strudel. Wenn der Winkel klein ist, steigern sich die Wandreibungsverluste. Für Modellgröße ist der übliche Bereich zwischen 13° maximal und 6° minimal. Dabei wird ein Winkel von 6° vorzugsweise eingesetzt, denn er ist besser als ein großer Innenwinkel in der Lage auch schwierigere Voraussetzungen zu bewältigen, beispielsweise warmes Speisewasser nahe der temperaturbedingten Funktionsgrenze. Manchmal findet man auch eine progressive Zunahme des Winkels, wobei die stufigen Abschnittsübergänge sorgfältig verrundet sind. Aber diese Komplizierung zeigt keinen signifikanten Vorteil, obwohl sie derjenigen Innenkontur nahe kommt die einen gleichmäßigen Druckanstieg über die Konuslänge bewirkt. Die theoretische Innenkontur die das eben Genannte ermöglicht, beginnt mit einem Konuswinkel von $1,5^\circ$ und steigert den Wert nur wenig, bis zum Schluss eine Aufweitung ähnlich einem Schalltrichter existiert. Jedoch ist die Wandreibung bei so einem kleinen Konus-Innenwinkel übermäßig groß. Benutzt man eher übliche Winkel (beispielsweise 6°), dann wird der letzte Zuwachs auf den Innendurchmesser der Speiseleitung am besten erreicht, indem man eine ähnliche Aufweitung (Schalltrichterform) erst anbringt, nachdem der Konusdurchmesser schon das 2,5 bis 3-fache des Kehldurchmessers erreicht hat. Auch eine steile Verrundung ist brauchbar, obwohl die Konusgestalt eigentlich nicht kritisch für die Funktion ist.

Das entsprechende Maß für den Druckaufbau bei den verschiedenen Konus-Anordnungen ist dargestellt durch die gestrichelten Linien in den Diagrammen. Diejenige mit dem geradlinigen Druckanstieg ist die für die Trompetenform ausgehend von einem sehr kleinen Winkel. Das andere Diagramm zeigt den Verlauf bei einem sich linear erweiternden Konus mit einem Bördelrand am Ende. Es ist dabei zu erkennen, dass der Druckanstieg im gebördelten Bereich sehr klein ausfällt. Das ist sicher auch der Grund, warum die Form des Bördelrands nur von unkritischer Bedeutung ist. **Kurve 1** zeigt den Zustand wenn der Konus vollständig mit Wasser gefüllt ist. **Kurve 2** zeigt die Bedingungen wenn das nicht der Fall ist und ein wenig Luft mit eingesaugt wurde. Unabhängig vom Winkel ist der Druckaufbau unweigerlich sehr schnell bei geradeflankigen Konen.

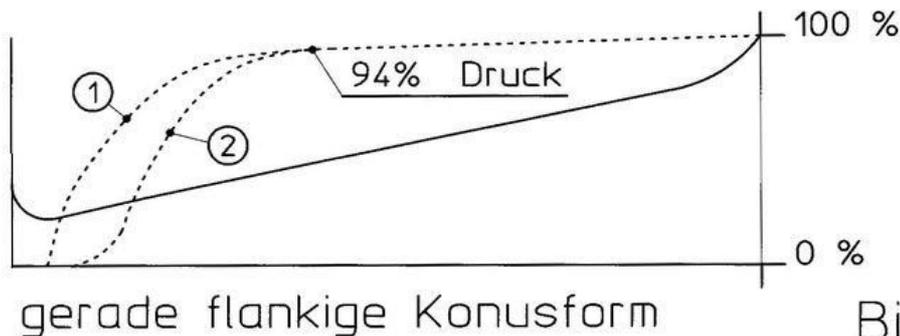
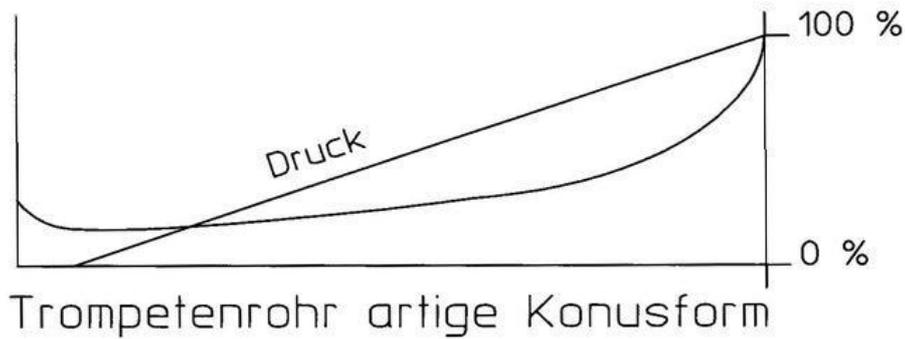


Bild 4

Die nächste Frage ist, welche Größe soll die Kehle (Engstelle der Düse) denn nun haben? Die Größe der Kehle ist abhängig von der Injektor Leistung bei niedrigstem Betriebsdruck und dem dabei geforderten Wasserausstoß.

Die Formel $12,36 \cdot \sqrt{(\text{minimalem Betriebsdruck} + 2 \text{ psi})}$ ergibt die Eintrittsgeschwindigkeit. Daraus ergibt sich der Wasserausstoß für eine Einstellung der Fördermenge bei normalem Betriebsdruck. Mit steigender Fördermenge fällt der Förderdruck. Nun wird dies umgewandelt in Volumen pro Sekunde mittels der Formel für das spezifische Gewicht bei der gegebenen Ausstoß-Temperatur. Volumen pro Sekunde ist gleich der Austrittsgeschwindigkeit multipliziert mit der engsten Düsen Querschnittsfläche. Und ein wenig Mathematik wandelt die Querschnittsfläche in einen Düsen Durchmesser in Inch/1000. Siehe dazu auch im Formel-Anhang noch weitere Details.

Hier also schon mal aus dem Formelanhang:

der kleinste Austritts-Düsendurchmesser, d_{to} , in Inch/1000 = $15,92 \text{ mal } \sqrt[4]{(\text{oz per Minute}) / (\text{minimum Kesseldruck in psi} + 2 \text{ psi})}$.

Als ein Beispiel: für **30 oz** per min und **40 psi**, ergibt sich der kleinste mögliche Düsen-Durchmesser, d_{to} , zu:

$$15,92 \cdot \sqrt[4]{30 \text{ opm} / \sqrt{(\sqrt{(40+2) \text{ psi}})}} = 87,1974 / 2,5457 = 34,25 \text{ Inch/1000} \approx 0,87 \text{ mm.}$$

Man beachte : die 4-te Wurzel bedeutet Quadratwurzel aus der Quadratwurzel !

Diese Bedingung trifft zu, wenn der auftreffende Wasserstrahl gerade eben die Mindest-Geschwindigkeit hat und der Volumenstrom dem engsten Ausstoß-Düsenquerschnitt

entspricht. In diesem Fall gibt es kein „Tröpfeln“ und auch keine Luft Einsaugung und der Druck in der Düsenkehle ist gleich dem Luftdruck.

Wenn die Strahlgeschwindigkeit niedriger ist als benötigt , dann wird das Wasser in den Überlauf abstürzen , und auch dann wenn die Geschwindigkeit schon passend ist , aber die Menge größer als die Düsenkehle aufnehmen kann, wird der Überschuss ablaufen. Dies passiert, wenn die Ausstoßdüse zu eng ist relativ zur Größe der Mischdüse und es stellt die konstante Tröpfel -Situation dar , welche man gewöhnlich vorfindet. Der Druck in der Düsenkehle entspricht genau dem Luftdruck, wenn die Kehle gerade soeben mit Wasser ausgefüllt ist.

Falls jedoch die Geschwindigkeit größer ist , als die Mindestgeschwindigkeit , und wenn die Zuflußmenge ungenügend ist, um die Düse auszufüllen, dann wird außer dem Wasser auch Luft mit eingesaugt um den Spalt zu füllen. Diese Ansaugung kann man mit dem Finger an der Überlaufleitung regelrecht ertasten und sie wird andererseits auch offenbar durch ein Rauschen. Sobald der Druck fällt ist ein zyklischer Wechsel hörbar , zwischen dem „Rauschen“ und dem „Zwitschern“ . Das beruht auf dem schrittweisen Beginn von instabilen Zuständen , sobald die Betriebsbedingungen die Grenzen der Überflutung des Injektors erreichen.

Die Ansaugung ergibt sich aus der mitreißenden Reibung zwischen dem dahin schießenden Wasser und Luftstrahl in diesem Raum , wenn dieser Strahl kleiner ist als der konisch zulaufende Düsen-Durchmesser. Mehr über die Ansaugung kann man im Anhang nachlesen. Die Ansaugung ergibt sich aber ebenso aus dem Siphon-Effekt infolge der Wasserströmung in der Kessel-Speiseleitung , welche als Ergebnis einen niedrigeren Druck bewirkt. Angenommen der Injektor arbeitet und der Druck fällt soweit ab bis der Injektor ausfällt. Dann wird erkennbar , dass sogar bei erneut wieder ansteigendem Druck auf den vorherigen (höheren) Wert der Injektor nicht wieder automatisch anspringen wird.

Diese Tatsache deutet darauf hin, dass die sich bewegende Wassersäule in der Leitung den Gegendruck am Ausgang der Austritts-Düse vermindert. Jedenfalls macht es klar, dass ein wenig zusätzlicher Schubimpuls benötigt wird , um die Wassersäule wieder in Bewegung zu bringen.

Die Eingangsseite dieser Austrittsdüse wird gewöhnlich mit verrundeten Flanken hergestellt , um das Wasser leichter in die enge Kehle zu leiten. Jedoch eine sehr kurze Rundung schafft das genauso – wenn nicht sogar besser - wie es eine schlanker angelegte Variante. Dieses Kurzbauweise ermöglicht es in ganz besonderem Maße die Austritts-Düse näher an die Misch-Düse heran zu rücken . Die dazwischen liegende Spaltweite wird später noch erläutert werden im Zusammenhang mit dem Betriebsverhalten der Misch-Düse. Original große Düsen sind noch ein wenig unterschiedlich zu den Ausführungen in Modellgröße , weil dort Bauteil-Anordnungen so gewählt werden , dass eine Demontage möglich ist, ohne gleich das gesamte (schwere) Verrohrungssystem zu stören. Eine zurück klappbare Technik ermöglicht es dabei die Endkappe beiseite zu schwenken, sodass die Düse heraus geschraubt werden kann. Ebenso ist der Überlauf anmontiert mit einem Einweg-Klappenventil , um ggf. Luftpneinsaugung zu verhindern. Der Anfangsbereich der original große Düsen ist eher ausgeführt wie eine Verlängerung der Misch Düse , und ein 5° oder 6° Winkel wird verwendet für den Haupt-Ausgang.

Die Dampf Eintritts-Düse:

Achtung! Wenn nicht ausdrücklich Anderes gesagt wird, dann wird in diesem Abschnitt der Absolut-Druck verwendet. Das ist der Überdruck + 1bar !

Die Dampf Eintritts-Düse ist das am einfachsten zu verstehende Teil des Injektors und ihre Theorie wird detailliert beschrieben in technischen Abhandlungen über Thermodynamik und Wärmekraft Maschinen. Eine etwas vereinfachte Version davon ist im Anhang zu finden.

Als Energiequelle für die Austrittsgeschwindigkeit dient die Arbeit die geleistet wird, wenn der Dampf wie in einem Zylinder entspannt mit der Ausnahme, dass bei adiabatischer Expansion dort keine weitere Arbeit geleistet wird sondern nur die Gastemperatur sich ändert. Sobald die Expansion beginnt , wächst die Geschwindigkeit schneller als das Volumen und daher nimmt der Dampfstrahl-Durchmesser ab bis die sogenannte „kritische“ Geschwindigkeit erreicht ist. Das ist die Schallgeschwindigkeit im Dampf beim Druck der in der Kehle (engsten Stelle) der Düse ansteht. Danach wächst dann das Volumen schneller als die Strahlggeschwindigkeit und der Querschnitt der Düse wird wieder erweitert um das zu berücksichtigen.

Der Eintrittskonus (Dampfdüse)

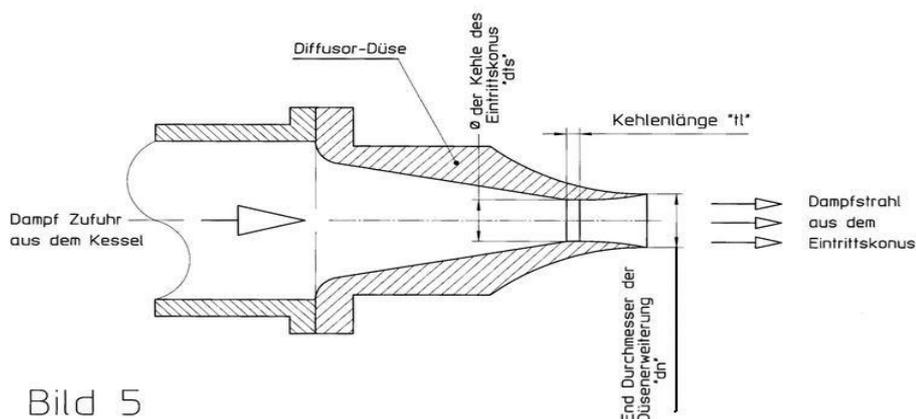


Bild 5

Infolgedessen besteht die Dampf Eintrittsdüse aus drei Abschnitten. Dem Eingangsteil, wo der Bohrung-Durchmesser auf den Kehlen-Durchmesser „ d_{ts} “ vermindert wird, der Kehlenlänge „ t_l “ mit konstantem Durchmesser „ d_{ts} “ und dem Austrittsteil mit der Düsenerweiterung auf den Durchmesser „ d_n “.

Der Eintrittsbereich ist unkritisch , vorausgesetzt die Durchmesser-Abnahme ist sanft und gratfrei ausgeführt , insbesondere der Übergang zur Kehle. Ideal ist kurz und verrundet , aber in Modellgröße wird der Bereich ein wenig in die Länge gezogen um Platz zu gewinnen für eine Wasser-Zulauf Verschraubung und eine gerade-flankige Verjüngung vom Durchmesser der Dampfzuleitung bis hinunter zum Kehlen-Durchmesser wird angewendet. Mitunter auch etwas aufgebördelt um einen Absatz zu vermeiden. Dieser Abschnitt spielt keine Rolle in der Fachliteratur , weil vorausgesetzt wird , dass er kurz genug ist um keine nennenswerten Reibungsverluste zu erzeugen. Seine Aufgabe ist es, den Dampf schön sachte auf den Druck in der Düsenkehle herunter expandieren zu lassen , nach den Regeln der adiabatischen Expansion. Das sind dann etwa 58% des Eingangsdrucks (angegeben als absolut Druck) , so wie es im Anhang angegeben ist. Vorausgesetzt , der Druck hinter der Düsenkehle ist niedriger als der Druck in der Düsenkehle selber, dann ist der Dampf durchsatz unabhängig von den Bedingungen der

Austrittsseite der Kehle, weil jede Störung des Strahls sich rückwärts schneller fortpflanzen müsste als die Schallgeschwindigkeit. Das ist aber unmöglich!

Der Dampfdurchsatz der vom Durchmesser der Düsenkehle gesteuert wird, ist bestimmt durch die folgende komplizierte Formel aus dem Anhang.

Dampfdurchsatz in Gramm pro Minute = $7,369 \cdot d_t^2 \cdot p_{in}^{0,966}$ (in der Formel ist d_t der Durchmesser der Düsenkehle in mm. P_{in} ist der Eingangs- oder Kessel-Überdruck nach Manometeranzeige, erhöht um 1 bar auf den Wert des Absoluten Drucks. Tabelle 1 zeigt die Werte an, die mit dieser Formel ermittelt wurden. Es zeigt sich die wichtige Eigenschaft, dass der Dampfdurchsatz sich quadratisch mit dem Durchmesser der Düsenkehle ändert und nur annähernd linear ansteigt mit dem absoluten Druck.

Tabelle 1						
Ø Düsenkehle [mm]	p1	p2	p3	p4	p5	p6
Kessel Druck [bar]	1,38	1,65	4,14	5,25	6,9	7,59
absolut Druck [bar]	2,38	2,65	5,14	6,25	7,90	8,59
0,508	4,3945	4,8752	9,2454	11,1675	14,0037	15,1836
1,016	17,5780	19,5008	36,9817	44,6700	56,0149	60,7342
1,524	39,5505	43,8767	83,2087	100,5075	126,0336	136,6520
2,032	70,3120	78,0030	147,9266	178,6800	224,0597	242,9368
	Dampfdurchsatz in [gr / min					
0,966	Exponent					
7,369	Faktor					

Bis zu einer Grenze von ca. dem 1-fachen Wert des Düsenkehlen Durchmessers hat die Länge der Kehle keinen merkbaren Einfluss auf den Mengendurchsatz. Das bedeutet, sofern nicht eine micro - Miniaturdüse fabriziert wurde, es ist kein Vorteil wenn man sich anstrengt eine Länge von maximal 0,38 mm oder gar noch weniger zu erreichen, wie es einige Auslegungen fordern. Längs der Kehle zeigen die Gesetze der adiabatischen Expansion, dass eine noch weiter fortgesetzte Expansion zur Erniedrigung des Drucks oder zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit, eine Vergrößerung der Düse verlangen oder aber nicht mehr zutreffen.

Das Verhältnis zwischen den ausgangsseitigen Innendurchmesser der Düse d_{out} und dem Kehlen-Durchmesser d_t ist ein wichtiger Faktor um die Austrittsgeschwindigkeit der Düse zu bestimmen. Die diesbezüglichen Berechnungsformeln finden sich im Anhang.

Und die Ergebnisse sind dargestellt in der Tabelle 2.

Tabelle 2 - Geschwindigkeits Zunahme bei Erweiterung												
d_{out} / d_t	[- -]	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Zunahme	[%]	0	44	61	73	83	91	98	104	109	114	118

Die wichtigste Eigenschaft ist dabei eine sehr heftige Geschwindigkeitszunahme bei nur einen kleinen Anstieg dieses Verhältnisses von seinem Anfangswert = 1,00.

Oberhalb des Verhältnis-Werts $d_{out}/d_t = 1,8$ ist die Zunahme nur noch sehr gering. Daher wird gewöhnlich ein Verhältnis von etwa 1,6 für d_{out}/d_t angewendet. Das ergibt dann einen

Geschwindigkeits- -Zuwachs von knapp dem 2-fachen. Für das 2.5-fache wäre schon ein Verhältnis von $d_{out}/d_t = 3,25$ erforderlich und für die 3-fache Geschwindigkeit ein Verhältnis von $d_{out}/d_t = 10,0$! Derartig starke Expansionswerte werden ausschließlich in Turbinen Anlagen vorgesehen.

Die erreichbare Austrittsgeschwindigkeit ist abhängig vom abschließend erreichten Druck am Düsenausgang , welcher rein theoretisch bei nur 10% des Eingangsdrucks liegen mag. Sollte der Druck außerhalb des Düsenausgangs allzu sehr vom gerade genannten abweichen , so werden sich unkontrollierte Schwingungen im Dampfsystem entwickeln.

Das kann eine etwas sonderbare Auswirkung auf das Betriebsverhalten haben, sobald sich der Eingangsdruck ändert und es bewirkt dann Systemausfall bei kritischen Drücken in unterbrochenen Zeitabständen. In einem Fall war beispielsweise ein Verhältnis d_{out}/d_t von 1,83 der Grund für ein solches Problem. Es konnte nur behoben werden durch eine Verminderung dieses Verhältnisses. Möglicherweise ist es klug das Risiko solcher Unsicherheiten zu vermeiden, indem man sich auf ein maximales Verhältnis von etwa 1,7 beschränkt. Die Geschwindigkeitszunahme von einem Kesseldruck von 1,38 bar Überdruck gegen über einem Kesseldruck von 7,59 bar ist nur 4% wie man aus Tabelle 3 ablesen kann

Das ist so , weil das auf die spezifische Dampfvolumen im m^3/kg sich mit dem Druck vermindert (anders gesagt die Dampfdichte mit den Druck ansteigt) sodass , obwohl das Gewicht des Dampfstroms je je Sekunde ordentlich zunimmt , die Geschwindigkeit nur nur in dem Maße ansteigt wie es in der Tabelle abgegeben ist. Die dort angegebenen Geschwindigkeiten sind abgeleitet von eine idealen Düsenform mit einem geringen Reibungsverlust von etwa 15%

Tabelle 3 Geschwindigkeits Zunahme über den Eingangsdruck (Expansion 1,5)							
Manometer-Druck	[bar]	1,38	2,76	4,14	5,52	6,90	7,59
Geschwindigkeit	[m/sec]	707	717	724	729	733	735
Zunahme	[%]	0	1,4	2,4	3,2	3,8	4,0

Die Außenkontur des sich innen wieder erweiternden Düsenausgangs ist normalerweise für eine kurze strecke zylindrisch um den Wasser-Zufluss zur Mischdüse zu steuern. Und die Präzision des End--Durchmessers d_n ist entscheidend wichtig um den Druckbereich festzulegen welcher für den Wasserdurchsatz charakteristisch ist. Der interne Kegel der ab der Erweiterung Düsenkehle läuft in der weise aus, dass ein scharfkantiger sehr dünner Rand entsteht. In der Praxis ist es schwierig so eine dünnen Rand zu fertigen und etwa 0,08 mm sind die Untergrenze. Der Vorteil einer solch scharfen Kante ist , dass sich Dampf und Wasser dort besser vermischen können , was wiederum die Untergrenze des benutzbaren Druckbereichs absenkt. Außerdem auch die Mischung von Dampf und Luft , falls der Injektor eine Wassersäule anheben (saugen) muss eher er starten kann. Der Nachteil sind dann eben die genannten Fertigungsprobleme und die Gefahr diese fragile Kante zu beschädigen. Der innere Kegelwinkel ist im allgemeinen nicht so kritisch, aber ein maximal etwa 15° sind gebräuchlich. Düsen von Dampfturbinen legen meistens bei 12° . Und 9° Kegelwinkel sind ein üblicher Wert für modellmäßig verkleinerte Injektoren.

Das Produkt aus der Masse des Dampfes multipliziert mit der Strahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt sind die entscheidende Größe für die Wassermenge die gegen den Kesseldruck eingespeist werden kann.

Formel aus dem Anhang:

(Gl 2) $r = 1 / (6 * (d_{out} / d_t)^2 - 4.44)$ „r“ ist dabei das Druck-Verhältnis von Ausgangsdruck zum Eingangsdruck der Düse . Die Formel gilt angenähert für den Bereich innerhalb der Grenzen des Durchmesser-Verhältnis d_{out} / d_t von 1,3 bis 1,9 .

(Gl 5) Austrittsgeschwindigkeit inklusive einer Korrektur von 15% für Reibungsverluste.

P_{in} ist der Eingangsdruck absolut (Manometer-Überdruck + 1 bar) ,

$$V_{out} = 4430 * P_{in}^{0,031} * \sqrt{(1 - r^{0,01189})} \text{ m/sec} .$$

d_t ist der Düsenkehlen Durchmesser in mm

$$(Gl 7) \text{ Dampfdurchsatz in Gramm pro Minute} = 7,369 * d_t^2 * p_{in}^{0,966}$$

$$(Gl 8) d_t = (284 * \sqrt{\text{Gramm pro Minute}}) / P_{in}^{0,485}$$

die Mischdüse :

Die Zufuhr sind Dampf aus der Eingangsdüse und Wasser das durch den Ringspalt eingesaugt wird. Dieser ist gebildet aus dem kreisförmigen Spalt (oder der Ringfläche) zwischen dem Austrittsende der Eingangsdüse und dem eingangs - seitigen Innendurchmesser der Mischdüse.

Die Mischdüse wird gewöhnlich aus 2 separaten Teilen hergestellt , die durch den kleinen Zwischenraum getrennt sind , welcher zum Überlauf beim Injektorstart nötig ist. Der Eingangsteil wird manchmal auch als “Zug-Konus” bezeichnet , weil es der Teil ist , welcher die Ansaugung von Wasser mittels Dampfkondensation bewirkt.

Möglicherweise ist der Name abgeleitet vom Kaminzug welcher Frischluft durch eine Feuerung saugt. Der Ausgehende Teil der Mischdüse wird manchmal als „Treib-Konus“ bezeichnet , weil dort das Speisewasser mit sehr hoher Geschwindigkeit aus dem Kehlenende der Düse heraus getrieben wird.

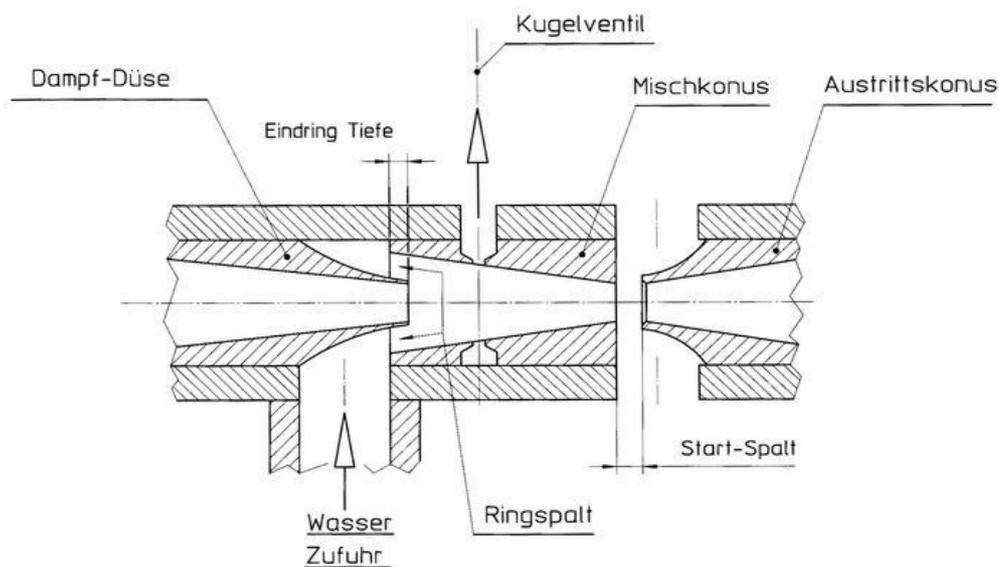


Bild 6

Die Bezeichnung „Kombinations-Konus“ wird mitunter verwendet anstelle von „Mischdüse“. Aber die Bezeichnung ist total unwichtig, solange die Funktion richtig verstanden wird. Wie auch immer die Bezeichnung sein mag, es wird jedenfalls kaltes Wasser mit Dampf vermischt um ihn zu kondensieren,

Dieses bewirkt einen ansaugenden Unterdruck, der das Wasser förmlich hineinzieht. Gleichzeitig wird das Speisewasser von der hohen Geschwindigkeit des Dampfstrahls vorwärts gerissen und dabei die kombinierte Masse von Kaltwasser und Dampf-Kondensat durch das Kehlenende der Düse heraus getrieben!

Die Details betreffend Ansaugung und Druckprobleme bei der Verwendung von wärmerem Speisewassers wurden ja schon im Abschnitt zur Funktionsbeschreibung abgehandelt, sodass hier andere Aspekte betrachtet werden können.

Die Breite des zentralen Überlauf Spalts muss so gewählt werden, dass der zuströmend expandierende Dampf aus der Eingangsdüse ungehindert entweichen kann, im Falle dass irgendwann mal eine ausreichende Menge an kondensierend wirkendem Kaltwasser fehlt. Ebenso wichtig ist es, dass dieser Spalt am kleinsten Durchmesser des „Zug-Konus“ angeordnet ist und natürlich aus dem gleichen Grunde breit genug sein muss. Der Durchmesser wächst etwas an, wenn man den Spalt näher an den Dampfzutritt heran rückt. Aber der Spalt darf nicht zu eng sein, denn andernfalls wird die Ansaugung völlig verdorben.

Als guter Praxiswert wird der Spalt ca. 40% bis 45% vom Mischdüsen – Eingang entfernt angeordnet, bei einer Spaltweite vom 0,7 bis 1,27 – fachen des Durchmessers der Düsenkehle der Eingangs-Dampfdüse. Die größeren Werte vorzugsweise, um die Tendenz zum Rückstau zu vermindern oder auch, falls der Dampfstrom ins Kaltwasser mal unterbrochen werden sollte oder gar zum Injektor Start eine Wassersäule erst angesaugt werden muss. Andererseits ist ein enger Spalt besser, wenn das verfügbare Speisewasser etwas wärmer ausfällt.

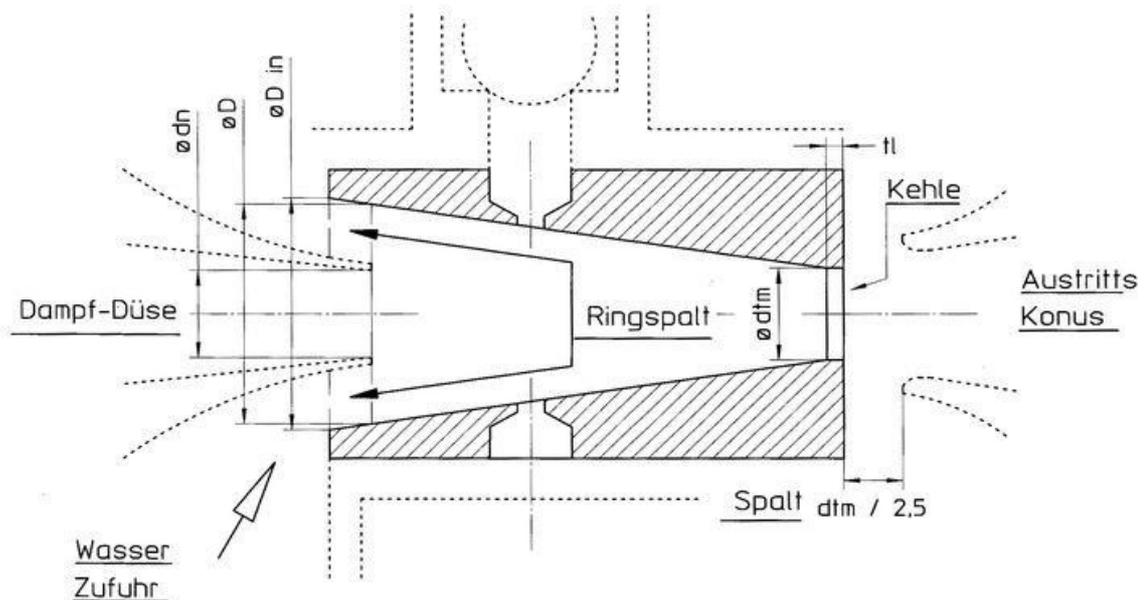


Bild 7

Sorgfalt ist auch nötig bei der Montage eines geteilten Düsen-Konus ins Gehäuse , um dabei eine korrekte Spaltweite sicher zu stellen . Wenn der Spalt zu eng eingebaut wird , entsteht eine Stufe in der kontinuierlichen Verjüngung des Düsen-Durchmessers . Letzteres kann die Arbeitsweise des Injektors völlig verderben . Daher ist es eine brauchbare Alternative die beiden Teilstücke mit einer festen Brücke an der Unterseite zu verbinden. Das wiederum besorgt dann die Wahrung des richtigen Abstands automatisch . Weil so etwas aber Feil-Arbeit bedeutet , ist es nicht so ganz brauchbar für eine Serienproduktion.

Der Durchmesser der Austrittskehle unserer Mischdüse muss selbstverständlich genauso groß sein , wie der Eingangs-Kehldurchmesser der Austrittsdüse , die ihrerseits selber weit genug sein soll , um beim vorgegebenen niedrigsten Eingangsdruck noch ausreichend Speisewasser Förderung zu ermöglichen . Es ist durchaus üblich die Austritts-Kehle ein klein wenig weiter zu machen , denn im Austritts-Strahl könnte sich ja ein kleiner Rest von unkondensiertem Dampf befinden der eine Riesensmenge an Raumbedarf einfordert . Bei 100° C ist das Dampfvolumen das 1600-fache von Wasser und daher ist jedenfalls nur der allergeringste Dampfanteil im Strahl überhaupt zulässig. Die Entwickler haben gewöhnlich eine Breite Auswahl an Vorstellungen , welcher Düsen Austrittsdurchmesser verwendbar ist , jedoch ist es typisch etwa 82% des Kehldurchmessers der Eingangs-Dampfdüse anzuwenden und um einen Mittelwert von etwa 20% bis 25% größer zu gehen als die Kehle der Austrittsdüse an Durchmesser hat.

Die Länge der Kehle bewirkt ein wenig Reibungsverlust wenn man sie zu weit ausdehnt , aber es ist natürlich unmöglich sicher zustellen, dass die Kehle beides hat, eine Länge von „Null“ und gleichzeitig einen korrekten Durchmesser . Eine kurze zylindrische Austrittsöffnung , nicht länger als der Kehldurchmesser hat keine negative Auswirkung auf die Funktion. Das ist einfacher herzustellen, als den Winkel der konischen Reibahle so

genau zu machen, dass beides erreicht wird, ein präziser Kehldurchmesser und gleichzeitig ein exakter Eingangsdurchmesser.

Der Spaltabstand der Überlaufstrecke zwischen Ausgang der Mischdüse und Eingang der Ausgangsdüse muss schließlich die gleiche Umfangs-Spaltfläche besitzen, wie diejenige Querschnittsfläche, welche die Kehle der Mischdüse aufweist. Das ist nötig, um ggf. das gesamte Strahlvolumen aufnehmen zu können.

Die Querschnittsfläche der Mischdüsen Kehle ergibt sich zu: $d_{tm}^2 * \pi / 4$ und die Umfangsfläche des Überlaufspalts zu: $d_{tm}^2 * \pi$ multipliziert mit dem Spaltabstand.

Somit ergibt sich dann der Spaltabstand zu: $d_{tm} / 4$

Ein Beispiel:

Für einen Kehldurchmesser von 1,27mm müsste die Spaltweite demnach 0,317mm sein, aber $d_{tm} / 2,5 = 0,508$ mm ist die bessere Wahl. Ein schmaler Spaltabstand ist zwar das Beste, jedoch für wärmeres Wasser bei höheren Betriebsdrücken macht ein etwas vergrößerter Spaltabstand es viel einfacher, auch mal bei vermindertem Betriebsdruck noch den Injektor zu starten. So etwas ist ein ganz typischer Kompromiss bei der Auslegung bzw. dem Entwurf eines Injektors.

Der interne Konuswinkel ist auch so eine Angelegenheit der freien Auswahl, aber 9° sind ein üblicher Wert. Der eine Entwurf in Originalgröße verwendet 5° und ein anderer Modellentwurf möglicherweise $7,5^\circ$. Und ein Entwurf, der an die Benutzung von wärmerem Speisewasser angepasst ist, eine Mischung aus 12° , $7,5^\circ$ und 6° für die drei Düsen. Und ein Eingangs-Konuswinkel von 17° wird als besser empfunden für sehr niedrigen Betriebsdruck. Es gibt aber kein theoretisches Argument, um irgendeinen dieser Winkel zu bevorzugen; und für eine neue Auslegung im normalen Anwendungsbereich sind die 9° genauso gut wie jeder andere der benannten Konuswinkel.

Egal, wie der Konuswinkel ist, die Kegel-Reibahle muss unbedingt sehr sorgfältig hergestellt werden, um genau dem Entwurf zu entsprechen. Die aufgeriebene Bohrungsgröße ist besonders wichtig am Eingang der Mischdüse, weil hier im Zusammenspiel mit dem Endstück der Dampf-Eintrittsdüse die Fläche des Ringspalts bestimmt wird; somit die Wasser-Zulaufmenge und schließlich der funktionelle Betriebsbereich des Injektors.

Anmerkung zur Auslegung:

Es gibt ein generell gültiges Maßstabs-Gesetz. Wenn man einen guten Entwurf hat und **alle** Abmessungen wurden **maßstäblich** übernommen, dann wird auch die Funktion genau gleich sein, jedoch nicht die Speisewasser-Fördermenge! Diese nämlich wächst mit dem Quadrat (also in der 2-ten Potenz) des Maßstabs.

Eine Verdoppelung der maßstäblichen Größe wird einen 4-fachen Anstieg der Fördermenge verursachen. Geringfügige Anpassungen z.B. $\pm 20\%$ machen sich dann bei der Fördermenge mit $(1,2^2 = 1,44)$ schon mit $\pm 44\%$ bemerkbar.

Die Größe der Kugel im Kugelventil ist nicht von Bedeutung, solange sie den Dichtungssitz ordnungsgemäß abdeckt. Auch der Außendurchmesser des Grundkörpers bleibt bedeutungslos oder ebenso die Größe der Gewinde für die Überwurfmutter der Anschluss-Leitungen.

“**RAS**” (Ratio of **A**nulus-area to **S**treamcone-area) also in gut Deutsch: Das Verhältnis der Ringspalt-Fläche zur Fläche der Eingangsdüsenkehle. Nur dieses ganz allein ist das wichtige Kriterium, um ein optimales Betriebsverhalten zu erreichen!

Die größeren Zahlenwerte von RAS ergeben zwar auch den höchsten erreichbaren Speisedruck , sogar noch bei erhöhten Wassertemperaturen , aber man wird dabei auch gleichzeitig mit einem hohen mindestens erforderlichen Eingangs-Druck als Startbedingung und als allgemeine Betriebsbedingung bestraft.

RAS kann man nachrechnen für bereits veröffentlichte Auslegungen , und es ist eigentlich recht erstaunlich zu entdecken , dass die Konstrukteure von Baureihen mit verschiedenen Baugrößen für gewöhnlich Abmessungen anbieten , welche einen breit gestreuten Wertebereich dieses ziemlich wichtigen Faktors darstellen.

Beispielsweise 1,24 bis 1,76 in einem Fall und 1,6 bis 3,71 in einem anderen Fall. Jedes mal angeblich für den selben Betriebsdruck-Bereich aber für unterschiedliche Nachspeise-Mengen bei Modell-Lokomotiven.

Einige Mittelwerte von veröffentlichten Ausführungen:

Von den verfügbaren veröffentlichten Ausführungen (ausgenommen eine Gruppe mit sehr starken Widersprüchen , die das Ergebnis verfälschen würde) wurden die Mittelwerte für die kennzeichnenden Parameter ermittelt. Dieses dürfte nützlich sein um durch gezielte Versuche ein neues Design herauszufinden. Es werden sowohl die Mittelwerte als auch die Streuung der Werte angegeben:

Das Verhältnis des Kehlenø der Eingangsdüse zum Kehlenø der Mischdüse $1,22 \pm 4 \%$

Das Verhältnis des Kehlenø der Mischdüse zum Kehlenø der Austrittsdüse $1,22 \pm 3 \%$

Überraschenderweise die gleichen Werte !

RAS (wie oben definiert) $1,54 \pm 18 \%$

Erweiterung der Eingangsdüse $1,58 \pm 5 \%$

Die Austrittskante der Eingangsdüse ist das 0,075-fache ihres Kehlenø d_{ts}

Siehe auch die Anmerkungen zu d_{ts} weiter unten im Text .

Die Eindringtiefe der Eingangsdüse in den Mischkonus ist zwar keine kritische

Auswahlmöglichkeit , aber der Mittelwert ist $0,5 * d_{ts} \pm 80 \%$

Der Überlauf Spalt der Mischdüse ist $0,75 * d_{ts} +20\%$, -15% und er ist positioniert bei $44 \pm 2 \%$ der gesamt Länge , bezogen auf das Eintrittsende der Mischdüse.

Der Abstand zwischen der Mischdüse und der Austrittsdüse beträgt 55% der Mischdüsen Kehle mit einer Streuung von 40% bis 62%.

Die beliebteste Wahl für den Kegelwinkel der Austrittsdüse ist 6° , jedoch werden teilweise auch Kegelwinkel bis zu 15° verwendet.

Für die Mischdüse und die Erweiterung der Eingangsdüse ist 9° nahezu die allgemeingültige Auswahl .

Benutzung dieser Mittelwerte für einen Standard-Entwurf:

Wendet man nun diese Mittelwerte für die Auslegung an , so kann man damit einen guten Injektor bauen. Allerdings geben diese Werte ja nur die Verhältnisse der Größen zueinander an und nicht die tatsächlichen Abmessungen.

Um die echten Abmessungen heraus zu finden kann ein angenäherter Durchmesser der Eingangsdüsenkehle d_{ts} als Bezugsgröße errechnet werden.

Angenommen: F sei die Fördermenge in $\text{cm}^3 / \text{Minute}$

Dann gilt zwar (Gl 8) : $d_{ts} = \sqrt{F / 7,364 * P_{abs}^{0,966}}$ in der Einheit [mm]

Jedoch zum Entwurf auch: $d_{ts} = \sqrt{F * 0,00146 + 0,214}$ in der Einheit [mm]

hier einige berechnete Beispiele mit der Entwurfsformel (noch ohne Druckeinfluß) :

$$F= 425 \text{ [cm}^3\text{]} \gg d_{ts} = 0,91 \text{ [mm]}$$

$$F= 709 \text{ [cm}^3\text{]} \gg d_{ts} = 1,12 \text{ [mm]}$$

$$F=1701 \text{ [cm}^3\text{]} \gg d_{ts} = 1,63 \text{ [mm]}$$

$$F= 2835 \text{ [cm}^3\text{]} \gg d_{ts} = 2,08 \text{ [mm]}$$

Der Nützlichkeitswert wird der größtmäßig nächstliegende Standard-Bohrerø für d_{ts} verwendet. Ein Missgriff bei der Auswahl von d_{ts} verändert lediglich die Fördergeschwindigkeit. Die übrigen Dimensionen können nun basierend auf den oben genannten Größenverhältnissen ermittelt werden.

Die übrigen Abmessungen können nun entsprechend den oben genannten Verhältniswerten festgelegt werden.

Man nehme also $0,5 * d_{ts}$ als Nennwert um die Länge des Eingangskonus bei 9° Verjüngung zu ermitteln, d_{out} dazu mit $1,58 * d_{ts}$.
Der äußere Düsendurchmesser D_n sei $1,73 * d_{ts}$.

Die Wandstärke des Austrittsrands mit $0,075 * d_{ts}$.

Die Kehle der Mischdüse d_{tm} wird mit $d_{ts} / 1,22$ hergestellt und falls das keine Standard Bohrergröße mit maximaler Abweichung von $0,025\text{mm}$ oder 2% ist wird angepasst und der Konus auf andere Art fertiggestellt. Eine einfache Hand-Reibahle wird gefertigt aus einer flach geklopften Nähnaedel und beschliffen. Damit kann man dann das exakte Endmaß erreichen. Weil es sich dabei nur um Erweiterungen von $0,05$ bis $0,08$ mm handelt, wird die Kehlenlänge nicht spürbar verändert.

Die restlichen Dimensionen der Mischdüse werden wie folgt berechnet, basierend auf einem RAS von $1,54$ und dem Tangens von $9^\circ = 0,158$ (oder genauer $2 * \tan 4,5^\circ = 0,157$)

$(D^2 - D_n^2) / d_{ts}^2 = \text{RAS} = 1,54$ Dieses braucht man, um D , den Durchmesser der Mischdüse in der Schnittebene am Ende der Eindringtiefe p_{en} von $0,5 d_{ts}$ herauszufinden. Die Eingangsdüse ragt ja um den Betrag p_{en} in die Mischdüse hinein.

Mit dem Wert $D_n = 1,73 * d_{ts}$ vereinfacht sich die Formel zu:

$$D = \sqrt{(1,54 + 1,73^2) * d_{ts}^2} = 2,13 d_{ts}$$

Somit wird der Eingangsdurchmesser der Mischdüse $D_{in} = D + 0,157 * p_{en}$

Die Kehlenlänge, l_{tm} wird gemacht zu $d_{tm} / 2$. Und die Gesamtlänge der Mischdüse ergibt sich zu: $L_m = l_{tm} + (D_{in} - d_{tm}) / 0,157$

Der Überlaufspalt beginnt bei $0,44 * L_m - 0,75 * d_{ts} / 2$ und endet bei $0,44 * L_m + 0,75 * d_{ts} / 2$

So sind nun die Dimensionen der Mischdüse auch vervollständigt.

Der Spalt vor dem Ausgangskonus wird mit $0,55 * d_{tm}$ festgelegt. Die Kehle der Austrittsdüse wird dann zu: $d_{to} = d_{ts} / 1,49$ (was übrigens das Gleiche ist wie $d_{tm} / 1,22$)

Und man kann die gleiche Vorgehensweise wie für d_{tm} zugrunde legen.

Egal, die zulässige Abweichung ist nicht so eng und diese Düsenkehle darf auch ein wenig größer ausfallen. Das bewirkt weniger Tröpferei und es wird ein klein wenig mehr Luft mit hinein gesaugt. $d_{ts} / 1,34$ ($d_{tm} / 1,08$) ist ein üblicher Grenzwert.

Ein kurzer gerundeter Übergang am Düseneintritt, mit Weite $2 * d_{to}$ und Tiefe $1 * d_{to}$, der als Überleitung zum Kehlendurchmesser führt, kann bequem eine kurze Länge von $d_{to} / 2$ haben. Dann folgt eine Erweiterung auf das dreifache $3 * d_{to}$ mit einem Konuswinkel von 6° dem sich weiterhin eine unkritische, gewölbte Verrundung anschließt um den größeren

Bögen mit einem Radius bis hinunter zum 2-fachen Rohr Aussenø kann man nur benutzen , wenn sie sehr gut ausgeformt sind und ohne jegliche Abflachungen.

Denkbare Größen für die Austritts Verrohrung sind :

für **320 cm³/min** nimmt man **4,0 mm** Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für 600 cm³/min nimmt man 4,8 mm Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für **780 cm³/min** nimmt man **5,0 mm** Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für 1200 cm³/min nimmt man 5,6 mm Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für **1440 cm³/min** nimmt man **6,0 mm** Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für 1700 cm³/min nimmt man 6,4 mm Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für **1550 cm³/min** nimmt man **7,0 mm** Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für 2300 cm³/min nimmt man 7,9 mm Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.
für **2370 cm³/min** nimmt man **8,0 mm** Rohr-Aussenø und Sitzø des Speiseventils.

(Nach Umrechnung **und ggf. Interpolierung** aus dem Imperial Maßsystem)

Der Hubweg der Kugel sollte etwa ¼ des Sitz ø betragen und der radiale Spalt um die Kugel etwa 1/8 ihres Durchmessers.

Eine „Nummer größer“ als die Austritts-Verrohrung ist eine gute Wahl für den Wasserzulauf. Und wenn der Wasseranschluss einen Drossel-Hahn mit Verschraubung hat , so sollte dieser am Leitungsende zum Vorratstanks abgebracht sein , mit der Absicht jeglichen Luftzutritt an dieser Verbindungsstelle zu begrenzen. Und wenn möglich auch wiederum noch eine „Nummer größer“ sein.

Bei der Zudampf Leitung darf man zwar nicht kauerig sein, aber die Durchgangs Querschnitte können dennoch eine „Nummer kleiner“ als die Austritts-Verrohrung sein.

Anhang für den Ausgangs-Konus

KE:

Die kinetische Energie, KE, von Wasser entspricht der Masse multipliziert dem Quadrat ihrer Geschwindigkeit. Dabei ist mit Masse „m“ die senkrecht wirkende Gewichtskraft „W“ (Waagen-Anzeigewert) dividiert durch die Gravitationskonstante „g“ bezeichnet. Weil der Vorgang kontinuierlich abläuft , ist es bequemer die Abläufe je Sekunde zu betrachten. Beispielsweise Masse pro Sekunde oder Energie pro Sekunde.

Während das Wasser durch den Ausgangskonus hindurch strömt wird die kinetische Energie in Arbeit umgewandelt, in der Weise, dass die Gleichung für die kinetische Energie an jeder Stelle des Konus folgendermaßen lautet:

$$\text{Eingangs KE/sec} = \text{Verbleibende KE/sec} + \text{Vollzogene Arbeit/sec}$$

$$\text{Vollzogene Arbeit} = \text{Kraft} * \text{Weg} / \text{sec}$$

$$\text{oder auch} = \text{Druck} * \text{Fläche} * \text{Geschwindigkeit}$$

$$\text{oder auch} = \text{Druck} * \text{Volumen} / \text{sec}$$

Durch Ersetzen des Ausdrucks „Vollzogene Arbeit/sec“ in der Gleichung der kinetischen Energie entsteht dann die folgende Gleichung:

Eingangs KE/sec = Verbleibende KE/sec + Druck * Volumen / sec

Hier zuerst einmal im britischen (imperial) Maßsystem:

In diesen Gleichungen ist die Geschwindigkeit in Ft/sec und der Druck in psft oder 144*psi angegeben. Volumen/sec = W in lbs /sec dividiert durch das W von 1 ft³ Wasser bei der Temperatur im Konus. Kaltes Wasser wiegt 62,4 lbs ft³ und fast siedendes Wasser wiegt 59,8 lb/ft³. Bei 160° F , zum Vergleich, wiegt Wasser 61 lb/ft³. Damit kann das Volumen/sec als W / 61 ft³ oder W * 0,0164 ft³ angenommen werden.

Wenn sich „x“ auf irgendeine Position des Konus bezieht, angefangen vom Schlund Durchmesser „t“ (engste Stelle) bis zur Austrittsöffnung „Ausgang“(Konus-Ende), dann kann man die KE-Gleichung auch schreiben als :

$V_t^2 * W/2g = V_x^2 * W /2g + p_x * 144 * W * 0,0164$ wobei $g = 32,2 \text{ ft/sec}^2$ beträgt und V ist angegeben in ft/sec ; W in lbs und p_x **144 in psft (Pfund pro Quadrat-Fuß)** . $V_t^2 W/2g$ ist die Eingangs KE und $V_x^2 * W /2g$ ist die Verbleibende KE bezogen auf die Stelle x. Dividiert durch W und multipliziert mit 2g erhält man: $V_t^2 = V_x^2 + p_x * 144 * 0,0164 * 2g$ was nochmals vereinfacht zu: (Gl 1) $V_t^2 = V_x^2 + 152,1 * p_x$ wird.

Es ist etwas schwierig sich durch diesen Dschungel an ungewohnten Einheiten zu kämpfen, zumal auch noch kein Unterschied zwischen lb-m Pfund-Masse und lb-f Pfund-Kraft gemacht wurde und das (Waagen-)Gewicht noch als Kraft beschrieben wurde, während heute mit Gewicht die Masse bezeichnet wird.

>>> Anmerkung des Übersetzers <<<

Jetzt im ISO (m; kg; sec) internationalen Maßsystem:

In diesen Gleichungen ist die Geschwindigkeit in m/sec und der Druck in bar oder Pascal (N/m²) angegeben. Volumen: [cm³/sec] dividiert durch das Gewicht von 1 cm³ Wasser bei der Temperatur in der Düse. Kaltes Wasser wiegt 999,4 kg/m³ und fast siedendes Wasser wiegt 957,8 kg/m³. Bei 71° C , zum Vergleich, wiegt Wasser 977 kg/m³ = 9,77 [g/cm³] . Damit kann der Massenstrom in gr/sec angesetzt werden.

Wenn sich „x“ auf irgendeine Position des Konus bezieht, angefangen vom Kehlen Durchmesser „t“ (engste Stelle) bist zur Austrittsöffnung „Ausgang“(Konus-Ende), dann kann man die KE-Gleichung auch schreiben als :

$$V_t^2 * m/2 = V_x^2 * m /2 + p_x * m$$

wobei V [m/sec] ; m [kg] und p [N/m²] einzusetzen ist. Üblich ist für p auch die Einheit bar 1 bar = 100 000 N/m² oder 100 000 Pa .

$V_t^2 * m/2$ ist die Eingangs KE und $V_x^2 * m /2$ ist die verbleibende KE bezogen auf die Stelle x.

Dividiert man nun durch die Masse m und ersetzt beim Druck = Kraft/Fläche [N/m²] die Kraft [N] durch Masse * g (1 N = 1 kg * m / sec²) erhält man:

$$V_t^2 \text{ [m}^2\text{/sec}^2\text{]} / 2 = V_x^2 \text{ [m}^2\text{/sec}^2\text{]} / 2 + p_x / m \text{ [(kg m / sec}^2\text{)} / \text{m}^2 \text{ * m}^3\text{/kg]}$$

Und bei der Druckangabe in bar , den Zahlenwert des Drucks nochmal mit 100 000 multiplizieren, und die Masse mit 977 kg /m³ einsetzen und alles mit Faktor 2 multiplizieren.

$$V_t^2 = V_x^2 + p_x * 200\,000 / 977$$

$$(Gl\ 1) \quad \mathbf{V_t^2 = V_x^2 + p_x * 204,7} \quad \text{in} \quad [\text{m}^2\text{/sec}^2 + \text{bar} * 204,7 / \text{kg/m}^3]$$

=====

Vt minimum:

Da der Volumenstrom durch jeden Abschnitt des Konus konstant ist, weil der Volumenstrom = Geschwindigkeit * Querschnittsfläche ist ist er gleich $V * d^2 * \pi / 4$. Dieses ist gültig für alle Stellen des Konus und $\pi/4$ ist ebenfalls konstant und kann ausgeklammert werden.

$$V * d^2 = V_{\text{Ausgang}} * d_{\text{Ausgang}}^2 = V_t * d_t^2 = V_x * d_x^2$$

Der Ausgangs-Durchmesser ist immer das 3-fache bis 10-fache des engsten Durchmessers d_t . Daraus folgt umgekehrt:

$V_{\text{Ausgang}} = V_t * d_t^2 / d_{\text{Ausgang}}^2$ und somit ist V_{Ausgang} irgendwo zwischen $V_t/9$ und $V_t/100$, mit einem wahrscheinlichen Wert von $V_t/16$. V_t ist also ermittelt mit dem wahrscheinlichen Wert von V_{Ausgang} für V_x und p_{Ausgang} für p_x in der obigen Gleichung (Gl 1).

Somit kann man dort in (Gl 1) einsetzen: $V_t^2 = V_t^2 / 16^2 + p_{\text{Ausgang}} * 204,7$

$$V_t^2 * (1 - 1/256) = p_{\text{Ausgang}} * 204,7$$

$$V_t^2 = p_{\text{Ausgang}} * 205,5$$

$$(Gl\ 2) \quad \mathbf{V_t = 14,3 * \sqrt{p_{\text{Ausgang}}}}$$

p_{Ausgang} ist der Kesseldruck zuzüglich dem Druckverlust im Speisewasser Rohrsystem und dem Druckverlust am Speise- (Rückschlag-) Ventil. Für diese Verluste ist 0,15 bar eine gut brauchbarer Mittelwert.

Reale Wasser Versuche an den Konus-Stücken zeigen, dass in der Praxis die Austrittsgeschwindigkeit am Mischkonus diesen Wert noch um 19% übertreffen muss (vielleicht infolge Reibungsverlusten) und dieser Zuschlag ist schon berücksichtigt im Wert „ V_n “ (nötige Geschwindigkeit) bei Berechnungen des unteren Druck-Grenzwerts.

D_t minimum:

Ist ein Durchsatz pro Sekunde vorgegeben, dann fordert die niedrigste Strömungs - Geschwindigkeit den größten lichten Durchmesser. Insoweit bestimmt die niedrigste Geschwindigkeit auch den Durchmesser **d_t** der (engsten) Eintritts Öffnung des Ausgangs-Konus. Aus dieser Sicht ist entsprechend (Gl 2) der niedrigste **p_{Ausgang}** von Interesse.

Nehmen wir an, der Durchfluss beim niedrigsten Druck sei **p_{Ausgang}** **V°** in Liter/min. Bei 70°C sind das dann **V° / 60 * 1000 cm³/sec**. Die Querschnittsfläche berechnet sich aus :

$$A = \pi * d_t^2 / 4 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Weil der Durchsatz = Geschwindigkeit * Fläche ist, gilt umgekehrt :

Fläche = Durchsatz / Geschwindigkeit Mit dem Wert aus (Gl 2) wird dann :

$$A = V^\circ / \pi p_{\text{Ausgang}} * 14,3$$

und:

$$d_t = \pi (V^\circ * 4 * 14,3 / \sqrt{p_{\text{Ausgang}} / ?})$$

$$(\text{Gl 3}) \quad d_t = \pi V^\circ * 18.2 / \sqrt[4]{p_{\text{Ausgang}}} \text{ in [cm]}$$

Das ist dann der kleinstmögliche Durchmesser **d_t** für den gewünschten Volumenstrom **V°** beim niedrigsten Kessel-Speisedruck **p_{Ausgang}**.

Das Druck Profil:

Dieses beschreibt den Druck **P_x** an jedem Durchmesser **dx**, wobei **dx** den Durchmesser der Wassersäule meint. Normalerweise ist das gleich dem Düsen-Innendurchmesser. Aber wenn die Strahlgeschwindigkeit höher ist als mindestens nötig, oder wenn der Wasserstrom kleiner ist als maximal möglich, besonders in der Nähe der Düsen-Kehle, dann kann auch schon mal **dx** kleiner sein als der Düsen-Innendurchmesser.

$$(\text{Gl 1}) \quad V_t^2 = V_x^2 + p_x * 204,7$$

Durch Umstellung der Gleichung (Gl1) $P_x = (V_t^2 - V_x^2)/152,1$

Aber $V_x * dx^2 = V_t * dt^2$ was bedeutet, dass $V_x^2 = V_t^2 * dt^4 / dx^4$ und dass $P_x = V_t^2 (1 - dt^4 / dx^4)/152,1$. Falls das System völlig mit Wasser angefüllt ist, so entspricht das (Gl2), wobei $V_t = 12,36 \sqrt{P_{\text{out}}}$ ist. Wird aber V_t benutzt um den Wert von P_x zu ermitteln, dann ist $P_x = 152,8 * P_{\text{out}} (1 - dt^4 / dx^4)/152,1$

$$(\text{Gl 4}) \quad P_x = 1,004 * P_{\text{out}} (1 - dt^4 / dx^4) \text{ Bei } dx = 4 dt, P_x = P_{\text{out}}. \text{ Bei } dx = dt, P_x = 0$$

Im Folgenden noch einige andere Wert-Zuordnungen :

$$dx/dt \quad = \quad 1 \quad 1,05 \quad 1,1 \quad 1,2 \quad 1,3 \quad 1,4 \quad 1,5 \quad 2 \quad 3 \quad 4$$

Px/Pout = 0 18 32 52 65 74 81 94 99 100 %

Man beachte, dass Px schon 32% von Pout entspricht wenn der Durchmesser bei dx erst auf dt +10% angewachsen ist. Und dass Px schon 52% von Pout entspricht wenn der Durchmesser bei dx erst auf dt +20% angewachsen ist !

Um Druckprofile aufzuzeichnen wird das Verhältnis Px / Pout entlang dem Düsenkegel aufgezeichnet jeweils an der betreffenden Position.

Ansaugung:

Sobald dx (wasser) im Kehldurchmesser kleiner ist als dt (geometrischer Öffnungs Durchmesser) wird nun der Zahlenwert $(1 - dt^4/dx^4)$ negativ , Was zur Folge hat daß auch Px negativ wird. Weil nu aber "massives" Wasser keinen negativen Druck besitzen kann , wird als Druckausgleich auch etwas Luft mit angesaugt. Oder wenn Luftzutritt mittels Sperrventil ausgeschlossen ist wird Wasserdampf gebildet um den Volumenschwund aufzufüllen. Dies tritt besonder dann auf, wenn der Wasserstrom in der Düsenkehle kleiner ist als der ideale Maximalwert und auch wenn die Wassergeschwindigkeit dort größer ist als der Minimalwert . Ein ganz gewöhnlicher Zustand oberhalb dem niedrigsten Betriebsdruck. Dieser reserve Freiraum für Luft oder Dampf kann beseitigt werden indem man eine andere Differenz der Querschnittsflächen vorgibt. Das ist zum einen der effektive Wasserstrahldurchmesser dx , berechnet mit einer Kombination der Formeln (GI2) und (GI3) , und zum anderen der Querschnittsfläche in der Düsenkehle mit dem Durchmesser dt .

Die Formel lautet: Freiraum = $(\pi/4) * (dt^2 - 3133 * (\text{gegenwärtige Fließmenge in Unzen pro Minute} / \text{gegenwärtige Geschwindigkeit}))$

Anmerkung:

- 1) 3133 entsteht aus $15.92^2 * 12.26$
- 2) gegenwärtige Fließmenge und gegenwärtige Geschwindigkeit müssen bei Bedarf errechnet werden
- 3) Die Ansaugung verändert sich mit der Größe des reserve Freiraums und der strömungsgeschwindigkeit. Der Freiraam wächst in dem Maße wie die gegenwärtige Fließmenge abnimmt oder die gegenwärtige geschwindigkeit zunimmt.
- 4) Tie Luft wird mit eingesaugt infolge ihrer Bindung an das Wasser durch Oberflächen-Reibung. Das Druckprofil im Gehäuse des Düsenkegels ändert sich durch die Anwesenheit von kompressiblem Gas (Luft oder Wasserdampf) während Wasser inkompressibel bleibt. Dadurch baut sich der Druck sehr schnell auf.

Anhang für den Dampf -Eingangs-Konus

Die Formeln (GI5) für die Austrittsgeschwindigkeit (GI7) für die Mege des Dampfdurchsatz und (GI8) für die Kehlengröße sind die wichtigsten Ergebnisse.

Die Formeln und Berechnungen , welche im Anhang verwendet werden , sind der allgemeinen Literatur für Wärmekraftmaschinen und Thermodynamk entnommen. Diese sollte man studieren , wenn man weitere Informationen benötigt.

Anmerkung:

Alle Drücke in psia , absolut Druck , Das ist die manometeranzeige + 14,7 Psi . Pin und Pout sind der Düsen-Eingangsdruck und der Düsen Ausgangsdruck.

dt ist der Kehldurchmesser und dout ist der Innenø auf der Austritts-Seite. Ehe die Strahlgeschwindigkeit aus dem Energieumsatz des Dampfes vom Eintritt zum Austritt der Düse berechnet werden kann , muß erst einmal „r“ gefunden werden. „r“ ist das Verhältnis vom Ausgangsdruck Pout am Düsenende zum Eingangsdruck Pin am beginn der Düse. Das geschieht durch die Auflösung folgender Gleichung für „r“ , welche genutzt wird in

$$(G13) : (G11) \quad (dout/dt)^2 = 0,155 / \sqrt{(r^{1,762} - r^{1,881})}$$

Dies kann man erledigen durch eine grafische Darstellung von dout/dt im Bereich von „r“ = 0,02 bis 0,6 und daraus dann für jeden beliebigen Wert dout/dt ablesen im Bereich von 1,0 ... 2,0 . Wie auch immer; mit gleichung (G12) ist eine brauchbare Annäherung angegeben: $r = 1/(6 \cdot (dout/dt)^2 - 4.44)$ (ganz genau genommen eigentlich nur für ein dout /dt von 1.3 bis 1,9). Der Druck in der Düsenkehle ist $0,5774 \cdot Pin$ weil “r” = 0,5774 beträgt wenn in Formel (G11) dout/dt = 1 eingesetzt ist.

Die nächste Gleichung ist abgeleitet von der Arbeit die bei der adiabatischen Expansion von 1 lb Dampf geleistet wird. Diese Arbeit wird umgewandelt in kinetische Energie , entsprechend $\Rightarrow \frac{1}{2} \cdot \text{Masse} \cdot V^2$, wobei V die austrittsgeschwindigkeit des Strahl ist und die Masse = 1 lb dividiert durch die Erdbeschleunigung “g” . Die Formeln , die man braucht um diese Arbeit zu berechnen , sind zu komplex um hier näher darauf einzugehen und daher wird hier nur das Ergebnis angegeben.

$$(G13) \text{ Austrittsgeschwindigkeit des Strahls} = 279,23 \cdot \sqrt{(Pin \cdot \text{vin} \cdot (1 - r^{0,1189}))} \text{ ft/sec}$$

Die Formel (G13) enthält noch Vin , das spezifische Volumen von Dampf beim Druck von Pin , welches man in exaten Dampf-Tabellen nachlesen kann. Aber um die umständliche Benutzung von von Tabellen einzusparen möge man folgende Annäherung verwenden:

$$(G14) \text{ Spezifisches Volumen} = 333.3/P^{0,938} .$$

Mit Hilfe dieses näherungswerts für Vin und einem Zuschlag von 15 % für Reibungsverluste im Expansionsteil der Düse mittels Multiplikation , ergibt sich dann :

$$(G15) \text{ Ausgangsgeschwindigkeit} = 4330 \cdot Pin^{0,031} \cdot \sqrt{(1 - r^{0,1189})} \text{ ft / sec} .$$

Die Abänderung der Geschwindigkeit durch einen Wechsel des Verhältnisses dout/dt kann mittels (G12) und (G15) leicht errechnet werden

Ebenso kann eine Abänderung der Geschwindigkeit durch einen Wechsel des Eingangsdrucks von 125 psia nach 35 psia (das entspricht einer Manometeranzeige von 110 psi nach 20 psi) bestimmt werden.

$$(125/35)^{0,031} = 1,04 , \text{ eine Zunahme von nur } 4\% .$$

Um den Mengendurchsatz an Dampf herauszufinden wird nun die folgende Vorgehensweise angenommen.

Volumenstrom in $\text{ft}^3/\text{sec} = \text{Strömungsgeschwindigkeit in der Düsenkehle ft/sec} \cdot \text{Querschnittsfläche der Düsenkehle in } \text{ft}^2$. Die Strahlgeschwindigkeit in der Düsenkehle Vt wird ermittelt mit $r = 0,5774$ in (G15) ohne die 15% Verlust welche dem Expansions-Bereich zugeordnet waren. Das ergibt (G16) $Vt = 1282 \cdot Pin^{0,031}$. Querschnittsfläche der Düsenkehle = $Pi \cdot dt^2 / (4 \cdot 12000^2) \text{ ft}^2$ dt [in thou] .

Der Mengendurchsatz an Dampf ergibt sich nun durch Umrechnung des Volumens pro Sekunde in Gewicht pro Sekunde und Umwandlung von lbs/sec nach oz / min. (*16*60) Mengendurchsatz lbs/sec = Volumenstrom pro Sekunde / das spezifische Volumen in ft^3 pro lb beim Dampfdruck in der Düsenkehle von $0,5774 Pin$, nach der adiabatischen

Expansion.

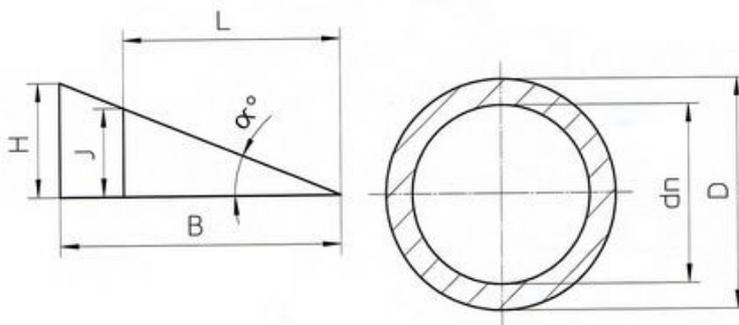
Anmerkung:

Nach der adiabatischen Expansion haben wir Nassdampf, woraus folgt: Das spezifische Volumen beim Druck an der Düsenkehle ist $= 541 / p_{in}^{0,9378}$. Nach der Bereinigung der Rechnung von all diesen Ableitungen entsteht (G17) Dampfdurchsatz in Ounzen pro Minute $= 1,241 * dt^2 * p_{in}^{0,97} / 100,000$ (p_{in} als absoluter Druck, also Kessel Manometerdruck +14,7). Nach Umstellen von (G17) ist nun auch die Formel für den Kehldurchmesser gefunden.

$$(G18) dt = (284 * \sqrt{(oz \text{ per minute}) / p_{in}^{0,485}} \quad (p_{in} \text{ ist } \psi_{absolut})$$

Ein wenig Mathematik :

1. In der Skizze dargestellt ist die Tangens-Winkelfunktion: $\tan \alpha = H/B$



2. Die Höhe von H ist: $H = B * \tan \alpha$ und falls es im Abstand L vom Scheitelpunkt des Winkels eine Zwischen-Höhe J gibt, dann ist auch: $J = L * \tan \alpha$

Umgekehrt ist $B = H / \tan \alpha$ und $L = J / \tan \alpha$. Diese Beziehungen werden beim Entwurf von Kegeln benutzt. **Achtung:** Weil Kegel symmetrisch sind, wird mit $2 * \tan (\alpha / 2)$ gerechnet, was geringfügig kleiner ist als „ $\tan \alpha$ “ ist!

Die Fläche eines Kreises ist allgemein $\pi * d^2 / 4$. Wenn D größer ist als d_n , dann ist die Differenz der beiden Kreisflächen mit den Durchmessern „d“ und „ d_n “ hier speziell

$$\pi * D^2 / 4 - \pi * d_n^2 / 4.$$

Da „ $\pi / 4$ “ in beiden Flächen Formeln vorkommt, wird ausgeklammert. Die Flächen Differenz wird dann $A_{Ring} = (D^2 - d_n^2) * \pi / 4$. Die Kontur die sich als Flächendifferenz ergibt heißt Ringfläche. Der Ausdruck wird im Text oft benutzt und die eben abgeleitete Formel ergibt ihren Größenwert. Die Querschnittsfläche einer Düsenkehle vom Durchmesser „ d_{ts} “ beträgt $\pi * d_{ts}^2 / 4$; und das Verhältnis von Ringfläche zur Fläche der Düsenkehle wird mit RAS (englisch: **R**-atio of the **A**-nnulus area to **S**-teamcone-area) bezeichnet.

$RAS = (D^2 - d_n^2) / 4 / d_{ts}^2$ „ $\pi / 4$ “ sind heraus gekürzt, weil sie über und unter dem Bruchstrich gemeinsam auftauchen.

Grenzwerte Anhang :

Die untere Grenze des Betriebsbereichs.

Diese ist erreicht, sobald zu wenig Wasser und Dampf Impuls vorhanden ist um die Strömungs-Geschwindigkeit in der Mischdüse mindestens auf die erforderliche Strahlgeschwindigkeit V_n zu bringen. Der Zahlenwert von V_n ist die Summe von V_t infolge des effektiven Ausgangsdrucks für die Ausgangsdüse plus der verzögernden Ansaugung in der Mischdüse.

V_t ist vorgegeben durch die Formel im Anhang für die Ausgangsdüse mit $12,36 * P_{out}$, wobei P_{out} der Kesseldruck $P + 2$ psi.

Es wurde ebenso festgestellt, daß V_t um 19% gesteigert werden muß, um die Reibungsverluste zu kompensieren. Dies geschieht normalerweise durch Multiplikation mit $1,19^2$ oder $1,416$, damit wird $P_{out\ effective} = 1,416 * P + 2,3$.

Der Spitzenwert der verzögernden Ansaugung in der Mischdüse liegt typischerweise bei 20 psi, wobei der Wert von 14,7 ein perfektes Vakuum darstellt. Bei höheren Drücken nimmt sie ab um jeweils 0,3% Psi oberhalb von 20 Psi infolge des verminderten Wasserzulaufs. Das bedeutet aber auch eine Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit und die neuerdings beim Druck P auftretende Strahlgeschwindigkeit wird ermittelt mit einer Formel, welche diese 0,3% Verminderung berücksichtigt.

$$VP = V_{20} (1 - 0,003 (P - 20)). \text{ Nochmals vereinfacht: } VP = V_{20} (1,06 - 0,003P).$$

Die Ansaugung ändert sich mit dem Wert von V^2 , damit ist:

$$\frac{\text{Die Ansaugung bei } P}{\text{die Ansaugung bei } 20 \text{ psi}} = \frac{VP^2}{V_{20}^2} = (1,06 - 0,003 P)^2.$$

$$\text{Somit wird die Ansaugung zu: } P = 14,7 (1,06 - 0,003 P)^2$$

Im Bereich der üblichen Werte von P an der Untergrenze des Betriebsdruck-Bereichs wird die Ansaugung nochmals vereinfacht zu:

$$P = 16,5 - 0,09 P$$

Dieser Betrag wird mit $P_{out\ effective}$ addiert zum gesamten Druck der bei der Berechnung von V_n berücksichtigt wird.

$$\text{Der Druck zur Berechnung von } V_n = 1,416 P + 283 + 165 - 0,09P = 1,326P + 19,33$$

Daher gilt: $V_n = 12,36 * \sqrt{1,326 P + 19,33}$, was man zusammenfassen kann zu

$$V_n = 14,23 * \sqrt{P + 14,58}$$

Ehe man nun die Austrittsgeschwindigkeit der Mischdüse berechnet, welche letztlich gleich V_n sein muß, ist es nötig die die Zufluss-Menge und Zufluss-Geschwindigkeit zu ermitteln. Die Geschwindigkeit bei 20 Psi wird angenommen als die gleiche die bei 14,7 psi. Aber Versuche haben ergeben, dass da ein Verlustreibungs-Faktor von 0,6 zu berücksichtigen ist, der die effektive Geschwindigkeit nochmals herabsetzt.

Das Wassersäulen Equivalent für 14,7 psi ist $14,7 * 144/624$, wobei 624 lbs das Gewicht von 1 ft³ an Kaltwasser ist, somit wird $V = \sqrt{2 * g * \text{Druckhöhe}}$ und es gilt:

$$V_{20} = 0,6 * \sqrt{2 * 32,2 * 147 * 144/624} = 28 \text{ [ft/sec]}.$$

$$VP = V_{20} (1,06 - 0,003 P) = 28 (1,06 - 0,003 P) = 29,7 - 0,084 P \text{ [ft/sec]}$$

Die Durchfluss – Menge ist: $VP * \text{Ringspalt-Fläche}$, alle Angaben in [ft].

Nachbearbeitung der Formel zur Umstellung auf oz per min und für Ringspalt-Fläche abgegeben in thou²

$$\text{Wasser Zustrom: Wasser}_{zu} = 0,000417 (29,7 - 0,084 P) * \text{Ringspalt-Fläche [opm]}$$

Wasser Impuls = 80% des Zustrom Wassers * VP

Dampf Impuls = 80% of (Dampfmasse opm) * (Dampf-Geschwindigkeit) , ermittelt mit den Formeln des Eingangsdüse bei einem (Manometer-) Druck P [psi] welcher in psia umgewandelt wurde.

Als Beispiel mögen die Formeln für dem oben errechneten Injektor vom "mittleren" Design dienen ; mit einem Betriebsdruck von 40 Psi entsprechend dts = 50 thou .

Ringspalt-Fläche = 1,54 (dts area) = $1,54 * \pi * 50^2 / 4 = 3024$

Wasserzulauf = 33,2 opm und VP = 26,34

Wasserimpuls WM = 80% von $33,2 * 26,34 = 700$

Bei dts = 50 Thou und p= 40 psi ist dann der

Dampfzustrom 1,505 opm und die Dampfgeschwindigkeit V= 2422 ft/sec .

Diese angaben beruhen auf den Formeln für die Dampf-Eingangsdüse und bei einer Volumen-Expansion von 1,6 .

der Dampfimpuls SM = 80% von $1,505 * 2422 = 2916$

Gesamt Impuls, TM = $2916 + 700 = 3616$

Dividiere TM durch die (Wassermenge [opm] + Dampfmenge [opm]) , um die Eintrittsgeschwindigkeit des Strahls in die Ausgangsdüse zu bestimmen.

Geschwindigkeit aus dem Gesamt-Impuls = $3616 / (33,2 + 1505) = 104 \text{ ft/sec}$

$V_n = 1423 * \sqrt{(40 + 1458)} = 105 \text{ ft/sec}$

Die benötigte Geschwindigkeit V_n , ist nur wenig größer als die Geschwindigkeit die für den Impuls bei 40 psi bereitgestellt wird.

Dies zeigt, das der niedrigste betriebsdruck für eine sichere Funktion nur ganz wenig höher als 40 psi ist , etwas 42 psi. Die Ausführung von RAS bei 40 psi = 1,54 müsste angepasst/verringert werden auf 1,52 . Dies würde die obere Betriebsdruck Grenze herabsetzen.

Grenzen:

Diese Berechnungen sind ein wenig lästig und sie nutzen die Theorie zurückgreifend auf Formeln aus der Fachliteratur gemischt mit experimentell ermittelten Daten. Die tatsächlich zutreffenden Werte kann man nur durch eigene Versuche herausfinden.

Die obere Druck und Temperatur Grenzen des Betriebsbereichs.

Diese Grenzen werden überprüft durch Ermittlung der Wärmemenge die das Wasser aufnehmen kann bis sich seine Temperatur durch Kondensation vom Dampf auf $95^\circ\text{C} = 205^\circ\text{F}$ erhöht hat und den Vergleich der Wärmemenge die der Dampf dazu abgeben muß. $95^\circ\text{C} = 205^\circ\text{F}$ wurde gewählt weil es zwar nahe, aber nicht zu nahe am Siedepunkt liegt. Diese Wärmemenge entnimmt man den Dampftabellen , und die Dampfmenge wird genauso ermittelt wie vorher in den Formeln für die Eingangsdüse.

Die Berechnung wird auch den Injektor mit der mittelwertigen Auslegung als Beispiel verwenden. Beginnend mit einer wasserzufuhr von 120 psi bei $21^\circ\text{C} = 70^\circ\text{F}$.

Man beachte bitte , dass sich die Druckangabe hier auf den Kesseldruck bezieht und der

absolute Druck psia = Psi +14,7 beträgt.

Weil $0^{\circ}\text{C} = 32^{\circ}\text{F}$ in den Dampftabellen der Referenzpunkt für die Flüssigkeitswärme h ist, wird in den folgenden Wärmemenge Berechnungen 173°F statt 205°F benutzt. Weil in gleicher Weise auch in den formeln immer Bezug auf das Gewicht in Pfund genommen wird, passen wir die verschiedenen OPM's an indem wir durch 16 dividieren. (16 ounces = 1 pound)

Der Wasserdurchfluß bei 40 psi war 332 opm. Bei 120 psi wären das $0,76 * (332) = 25,23$ opm. (0,3% Verminderung je psi oberhalb vom Basiswert 20 psi). $100\% - (80 \text{ psi} * 0,3\% \text{ je psi}) = 76\%$

Die Wassertemperatur darf also ansteigen von $21^{\circ}\text{C} = 70^{\circ}\text{F}$ auf $95^{\circ}\text{C} = 205^{\circ}\text{F}$.

Dafür bedarf es eine Wärmeaufnahme von $(205 - 70)^{\circ}\text{F}$ bezogen auf $(25,23/16)\text{lbs}/\text{min} = 212,8 \text{ BTU}/\text{min}$ (oder von $95^{\circ}-21^{\circ}\text{C}$ bezogen auf $0,715\text{kg}/\text{min} = 224,5\text{kJ}$

Der Nassdampf strömt bei 120 psi mit 3,607 opm bei einem Sättigungsgrad von 0,9 aus den Dampftabellen entnimmt man bei $(120+14.7=)$ 134,7 psia eine Verdampfungswärme von $L=870,5 \text{ BTU}$ und eine Flüssigkeitswärme von $h=322 \text{ BTU}$

In diesen Fall hier, wird vom Dampf an das zuströmende Wasser die Wärmemenge von $Q = 0,9 * 870,5 * 3607/16 = 176,6 \text{ BTU}$ abgegeben. Und die Flüssigkeitswärme die abgegeben wird beträgt $(322 - 173) * 3,607/16 = 33,6 \text{ BTU}$. Insgesamt also 210 BTU.

Insofern ist ein Betrieb bei 120 psi mit zuströmendem Kaltwasser möglich, denn das kalte Wasser kann ja 212,8 BTU aufnehmen. Allerdings ist die Differenz nur 2,8 BTU !

Vergleichsweise nehmen wir nun an, das zuströmende wasser habe eine temperatur von $35^{\circ}\text{C} = 95^{\circ}\text{F}$ ind der Druck sei 100 psi.

Wasserdurchfluss = $27,22 \text{ opm} * (1 - 0,0025 * (95 - 70)) = 2552 \text{ opm}$

$(1 - 0,0025 (T - 70))$ ist die Fliessmengen- Korrektur, falls die Wasser-Temperatur höher ist als $70^{\circ}\text{F} = 21^{\circ}\text{C}$

Der Nassdampf strömt bei 100 psi mit 3,087 opm, bei einem Sättigungsgrad von 0,9 wie vorher.

Das Wasser kann jetzt $(205 - 95)^{\circ}\text{F}$ bezogen auf $(2552 / 16) \text{ lbs}/\text{min} = 175,45 \text{ BTU}/\text{min}$ aufnehmen. Bei 114.7 psia wird $L = 880,5 \text{ BTU}$ und $h = 309 \text{ BTU}$

In diesem Falle beträgt die abzuführende Latentewärme

$W = 0,9 * 880,5 * 3,087/16 = 153 \text{ BTU}$ und die abzuführende Flüssigkeitwärme beträgt $(309-173) * 3,087/16$. Ein Gesamtwert von 179 BTU.

Daher ist ein betrieb bei 100 psi mit wasser von 35°C weitgehend möglich, weil die Unterschreitung nur $179 - 175,45 = 355 \text{ BTU}$ beträgt. Die Zahlen gleichen sich aus wenn die Temperatur des Wasserzustroms auf $33,9^{\circ}\text{C}$ vermindert wird.

Ähnliche Berechnungen weisen auf, dass bei 45°C Wassertemperatur und 80 psi Dampfdruck noch eine positive Grenze von $150-148 = 2 \text{ BTU}$ existiert.

Diese Beispiele zeigen also, wie die grenzen für höheren Druck berechnet werden.

Achtung:

Die gerade angeführten Möglichkeiten der Betriebsgrenzen für den Injektor mit "mittelwertiger Auslegung" sind so korrekt.

Wenn man das Verhältnis von RAS größer macht als 1,54 (was ja der "mittelwertigen

Auslegung" zugrunde lag) , dann werden die Druckgrenzen für die angeführten Drücke von 40 , 120 , 100 und 80 psi ansteigen , weil der Kalt-Wasserzufluss größer wird.

ENDE des 1Teils der Broschüre !

Im 2. Teil wird dann die Herstellung eines selbsterbauten Injektors beschrieben.