

NUMERISCHE BERECHNUNG DER WÄRMEBILANZ IN EINER TRANSPIRATIONSGEKÜHLTEN KERAMISCHEN BRENNKAMMER

C. Dittert, H. Böhrk
 Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung
 Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, DLR
 Pfaffenwaldring 38-40, D-70569 Stuttgart

Zusammenfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Berechnung von Wand- und Fluidtemperaturen von transpirationsgekühlten keramischen Brennkammern. Dafür werden Wärmebilanzen aufgestellt und gelöst. Die Anforderungen an das entstehende numerische Werkzeug liegen bei einer kurzen Rechenzeit, sowie in einer einfachen Änderung der Randbedingungen. Zur Validierung des Programms wurden experimentelle Daten herangezogen und Vergleichsrechnungen mit kommerziellen FEM-Programmen durchgeführt. Um eine Vergleichsbasis zu erhalten ist als Randbedingung die Transpirationskühlung ausgeschaltet, somit wurde nur die aerodynamische Aufheizung berechnet. Die Ergebnisse zeigen gegenüber dem kommerziellen FEM-Programmen Abweichungen unter einem Prozent. Daher ist von einer korrekten Implementierung der Gleichungen auszugehen. Des Weiteren wurden Test-Kampagnen, die mit der am DLR entwickelten keramischen Brennkammer durchgeführt wurden nachgerechnet und die Ergebnisse mit den aufgenommenen Messwerten verglichen. Die Abweichungen dabei liegen bei weniger als 70K zwischen Experiment und Numerik.

1. EINLEITUNG

Am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) wird im Rahmen der Erforschung neuer Antriebskonzepte eine transpirationsgekühlte keramische Brennkammer entwickelt, die gegenüber den derzeit verwendeten aufwändig regenerativ gekühlten und sehr filigran gearbeiteten Kupferbrennkammern Vorteile in den Bereichen Herstellungskosten, Lebensdauer und Thermaldehnung aufweisen soll [1].

Die Transpirationskühlung erzielt wie in Bild 1 dargestellt gegenüber der regenerativen Kühlung einen doppelten Kühleffekt, da die Wärme zum einem beim Durchströmen des Materials aufgenommen wird und das Kühlfluid beim Austreten an der Oberfläche zusätzlich noch einen Kühlfilm ausbildet, der die Wandoberfläche schützt.

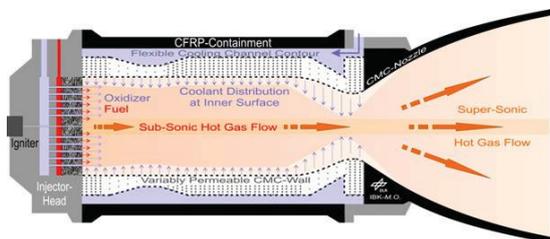


BILD 1. Skizze einer keramischen Brennkammer mit Transpirationskühlung [1]

2. AUFBAU DES BERECHNUNGSPROGRAMMS

Zur Strukturauslegung einer solchen keramischen Brennkammer werden Möglichkeiten zur Vorhersage des thermischen Verhaltens einer transpirationsgekühlten Brennkammerwand benötigt. Des Weiteren können mit Hilfe von numerischen Werkzeugen zukünftige

Experimente optimiert werden. So können frühzeitig Veränderungen am Design oder an der Instrumentierung für neue Test-Kampagnen vorgenommen werden. Daraus ergeben sich einige Anforderungen an das numerische Werkzeug. So zielt man auf eine möglichst kurze Rechendauer ab. Außerdem soll ein möglichst variabler und schneller Zugriff auf die Randbedingungen erfolgen, um diese einfach ändern zu können. Wie ein Programm mit diesen Anforderungen aussehen könnte zeigt Bild 2 und wird im folgendem beschrieben.

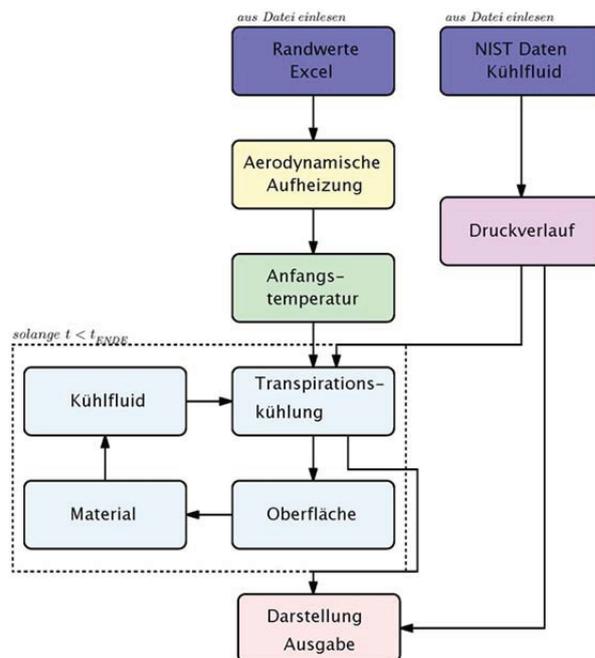


BILD 2. Ablaufdiagramm des Berechnungsprogramms

Als Grundlage für die Berechnung einer transpirationsgekühlten Brennkammer wurde das bestehende DLR-Programm HEATS verwendet [2][3]. HEATS (Heat Exchange Analysis for Transpiration-Cooling Systems) ist ein Programm mit dem Wärmebilanzen aufgestellt und gelöst werden. Dafür verwendet HEATS implizite und explizite Differenzenverfahren. Die Geometrie, die im ursprünglichen HEATS verwendet wird beschränkt sich auf eine ebene Platte, daher muss die Geometrie auf eine Zylindergeometrie mit allen Abhängigkeiten angepasst werden.

2.1. Randbedingungen

Der erste Schritt im Ablaufdiagramm Bild 2 besteht aus dem Einlesen der Randbedingungen. Für die Berechnung der Temperaturen in einer transpirationsgekühlten Brennkammer benötigt man als Randwerte folgende Positionen:

Versuchsbedingungen

- Versuchsdauer, Brennkammerdruck, Anfangstemperatur, Strömungsgeschwindigkeit

Materialeigenschaften

- Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität, Dichte, Porosität, Permeabilitätskonstanten

Heißgaseigenschaften

- Zusammensetzung, Strömungsgeschwindigkeit, Temperatur

Kühlgaseigenschaften (NIST-Web Book [4])

- Zusammensetzung, Dichte, Prandlzahl, Viskosität

Transpirationskühlung

- Massenstrom, Kühlfluidtemperatur, Druck im Reservoir

Geometrie der Brennkammer

- Länge, Durchmesser, Wanddicke

Definition des Rechengitters

- Knotenanzahl, Schrittweite

Diese Randbedingungen werden über eine externe Datei dem Programm vorgegeben und können frei gewählt werden.

2.2. Aerodynamische Aufheizung

Bei der aerodynamischen Aufheizung handelt es sich um die Aufheizung der Brennkammer durch die erzwungene Konvektion des Heißgases, ohne dass Transpirationskühlung stattfindet. Um die Wandtemperaturen bestimmen zu können, wird die Wärmebilanz an der Oberfläche aufgestellt. Im Fall der aerodynamischen Aufheizung wird die durch Konvektion aufgebrachte Wärme durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung abgeführt. Daraus ergibt sich für die Wärmebilanz an der Oberfläche

$$(1) \dot{q}_{Konvektion} = \dot{q}_{Wärmeleitung} + \dot{q}_{Strahlung}$$

Der konvektive Anteil $\dot{q}_{Konvektion}$ wird durch

$$(2) \dot{q}_{Konvektion} = St\rho u c_p (T_r - T_w)$$

beschrieben. Dabei ist T_r die Recovery-Temperatur der Verbrennungsgase, sie beschreibt die im realen Fall maximal erreichbare Temperatur eines Fluides, das von einer Geschwindigkeit u bis zu einer Geschwindigkeit gleich null nichtadiabat verzögert wird [5]. Die Stantonzahl St beschreibt die Wärmeübertragung mittels einer Strömung auf eine Wand. Sie ist abhängig von den Strömungsbedingungen und muss daher für jeden Strömungsfall definiert werden. Wenn Gleichung (1) ausformuliert wird, ergibt sich für die Wärmebilanz an der Oberfläche

$$(3) St\rho u c_p (T_r - T_w) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_w + \sigma \varepsilon T_w^4$$

Die durch die Wärmebilanz bestimmte Oberflächentemperatur dient im Folgenden zur Bestimmung aller weiteren Wandtemperaturen. Diese werden durch die instationäre Wärmeleitungsgleichung nach Fourier [6]

$$(4) \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

berechnet. Dabei wird angenommen, dass die Wärmeleitung nur in radialer Richtung r und in Strömungsrichtung z stattfindet.

Die berechneten Temperaturen der aerodynamischen Aufheizung dienen zum einem der Vergleichsmöglichkeit mit kommerziellen Programmen, da diese in der Regel nicht über die Möglichkeit verfügen, Transpirationskühlung zu berechnen. Außerdem dienen sie zur Bestimmung einer Anfangstemperatur wenn die Transpirationskühlung erst im Laufe einer Aufheizung angeschaltet wird.

2.3. Transpirationskühlung

Zur Bestimmung der Temperaturen bei eingeschalteter Transpirationskühlung wird ebenfalls erst die Wärmebilanz an der Oberfläche gelöst und dann mit der Oberflächentemperatur die restlichen Wandtemperaturen mit Hilfe der Wärmeleitungsgleichung nach Fourier.

Im Gegensatz zur aerodynamischen Aufheizung bildet sich bei der Transpirationskühlung an der Wandinnenseite ein Film aus, der die Wand zusätzlich schützt. Dieser wird, wie in Bild 3 zu sehen, bei turbulenter Anströmung der Verbrennungsgase von oben und durch das Kühlfluid von unten ausgebildet.

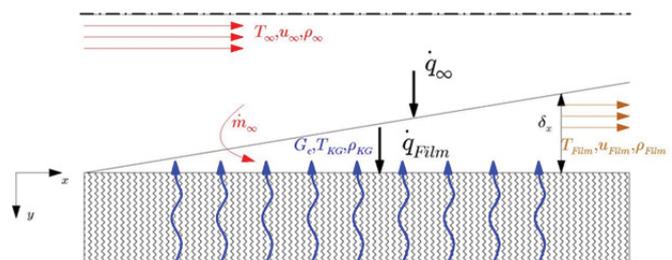


BILD 3. Oberfläche bei Transpirationskühlung

Die Wärmebilanz für den Film ergibt sich mit dem eintretenden Kühlfluid nach Bild 3 zu

$$(5) \dot{q}_{\infty} - \dot{q}_{Film} = (\rho u c_p T)_{Film} \delta_x - G_c (c_p T)_{KG} - (\dot{m} c_p T)_{\infty}$$

Dabei wird der eintretende Kühlmassenstrom G_c als Massenstrom bezogen auf die poröse Austrittsfläche angenommen.

Die Ausbildung des Kühlfilms ist mit Hilfe von Goldstein [7] charakterisiert worden. Er beschreibt die Ausbildung einer turbulenten Grenzschicht mittels des $1/7$ Geschwindigkeitsprofil für turbulente Strömungen. Goldstein nimmt an, dass sich der eintretende Massenstrom analog zum Massenstrom in der Grenzschicht verhält. Daraus ergibt sich eine Filmschichtdicke δ_x , in Abhängigkeit von Reynoldszahl in der Form

$$(6) \delta_x \approx 0,376xRe_x^{-0,2} \quad \text{in [m].}$$

Mit der Modellierung nach Goldstein [7] kann somit angegeben werden wie viel Heißgas \dot{m}_∞ entlang der Strömung in die Filmschicht eintritt. Der eintretende Heißgasmassenstrom \dot{m}_∞ wird über die Filmstärke in der Form

$$(7) \dot{m}_\infty = \frac{7}{8}(\rho u)_\infty \delta_x \quad \text{in } \left[\frac{\text{kg}}{\text{s m}} \right]$$

angegeben.

Nach der Bestimmung der Oberflächentemperatur, können die restlichen Wand- und Fluidtemperaturen bestimmt werden. Die Berechnung der Wandtemperaturen erfolgt mit der Fourier Wärmeleitung nach Gleichung (4) unter Berücksichtigung, dass im Material ein zusätzlicher Wärmeaustausch zwischen Material und Kühlfluid stattfindet [8]. Dadurch erweitert sich die Gleichung (4) um einen Term der den Wärmeaustausch zwischen Fluid und Material beschreibt zu

$$(8) (\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + h_v(T_f - T_m).$$

Um die Fluidtemperaturen im Material zu bestimmen wird nach Kaviany [8] auch eine erweiterte Wärmeleitungsgleichung mit Wärmeaustausch verwendet. Da sich das Fluid durch die Wand bewegt nimmt es Wärme auf und transportiert diese ab. Dieser konvektive Anteil muss zusätzlich in der Gleichung berücksichtigt werden. Die Wärmeleitung im Fluid dagegen, wird in den hier berechneten Fällen vernachlässigt. Daraus ergibt sich zur Berechnung der Fluidtemperaturen die Gleichung der Form

$$(9) (\rho c)_f \frac{\partial T}{\partial t} = h_v(T_m - T_f) - G_c \rho_f \frac{\partial T}{\partial r}.$$

Die beiden Gleichungen (9) und (10) sind somit direkt über den Wärmeaustauschterm $h_v(T_m - T_f)$ miteinander gekoppelt. Der volumetrischen Wärmeübergangskoeffizient h_v muss zur Lösung näher bestimmt werden. Florio [9] hat mit Hilfe von Experimenten folgende Näherung zur Bestimmung von h_v unter Verwendung von Nusselt- und Reynoldszahlen in der Form

$$(10) h_v = aRe^b \frac{\lambda}{k_d}$$

aufgestellt. Dabei sind a und b Konstanten die Florio [9] für verschiedene Materialien experimentell bestimmt hat. Für die hier durchgeführten Berechnungen wurde für $a = 2,22 \cdot 10^{-6}$ und für $b = 0,703$ verwendet.

2.4. Ausgabe

Als Voreinstellung erfolgt die Ausgabe der berechneten Werte in Excel-Dateien, in denen für die in der Eingabe-Datei vorgegebenen Positionen der Thermoelemente. Es in den Ausgabedateien die Verläufe über die Zeit, die Wanddicke und die Wandlänge gespeichert. Über das Programm kann natürlich auf jede Temperatur des berechneten Temperaturfeldes zugegriffen werden. Im Grunde können also alle Temperaturen die mit Hilfe eines Rechengitters bestimmt und auch ausgegeben werden.

3. ERGEBNISSE

Um die Korrektheit des Programms nachzuweisen werden die Ergebnisse aus HEATS mit dem kommerziellen Finite-Elemente Programm ANSYS [10] verglichen werden. Da ANSYS nicht die Möglichkeit bietet Transpirationskühlung in porösen Materialien zu berechnen, wurde der Vergleich mit HEATS für die aerodynamische Aufheizung durchgeführt. Als Randbedingung in ANSYS wurde die Recovery-Temperatur und der Wärmeübergangskoeffizient der Strömung nach

$$(11) \alpha = (St\rho c_p)_\infty$$

angegeben.

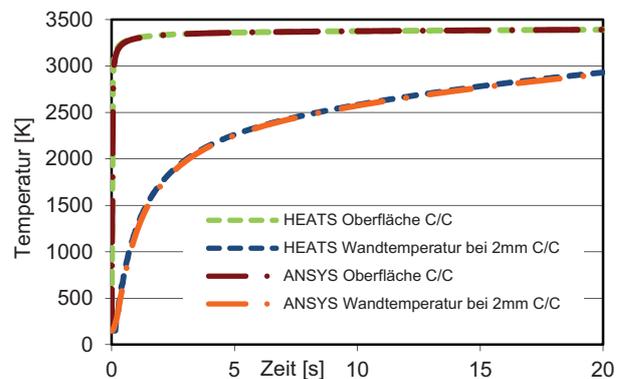


BILD 4. Vergleich ANSYS mit aerodynamischer Aufheizung von HEATS

Die Ergebnisse in Bild 4 zeigen für ANSYS und HEATS sehr gute Übereinstimmung. Im stationären Bereich liegen die Abweichungen zwischen ANSYS und HEATS bei unter 1%. Für die aerodynamische Aufheizung ist somit von einer richtigen Implementierung der Gleichungen auszugehen.

Um die Ergebnisse aus ANSYS auch mit der Transpirationskühlung zu vergleichen, muss die aerodynamische Aufheizung mit Hilfe der Transpirationskühlung simuliert werden. Dies ist der Fall wenn kein Kühlmassenstrom vorhanden ist. Im Bild 5 sind daher die Oberflächentemperaturen für verschiedene Kühlmassenströme gezeigt, die mit Transpirationskühlung berechnet wurden.

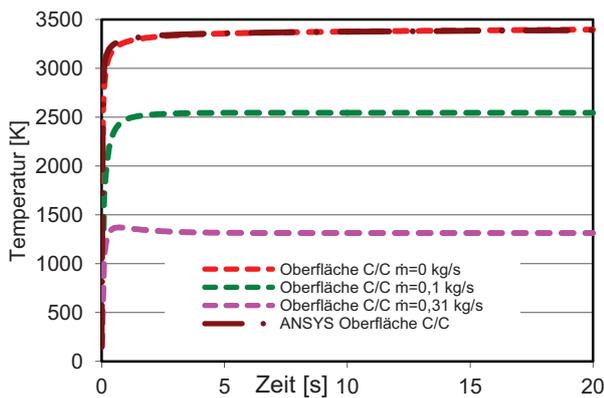


BILD 5. Vergleich ANSYS mit Transpirationskühlung von HEATS

Im Bild 5 ist sehr gut zu erkennen wie die Oberflächentemperatur für kleiner werdende Kühlmassenströme anwächst und für $\dot{m} = 0 \text{ kg/s}$ die Ergebnisse der aerodynamischen Aufheizung erreicht werden. Dies zeigt, dass die Implementierung der Transpirationskühlung ebenfalls plausibel ist.

Um das Programm weiter zu validieren wurden mit HEATS Experimente nachgerechnet, die am DLR im Rahmen des Technologieprojekts KSK (*Keramische Schubkammer*) durchgeführt wurden. Bei der Test-Kampagne KSK-KT handelt es sich um eine keramische Brennkammer aus C/C mit einem Innendurchmesser von 50 mm, die bei einem Brennkammerdruck von 90 bar betrieben wird [11]. Die Ergebnisse der Rechnung sind in Bild 6 dargestellt.

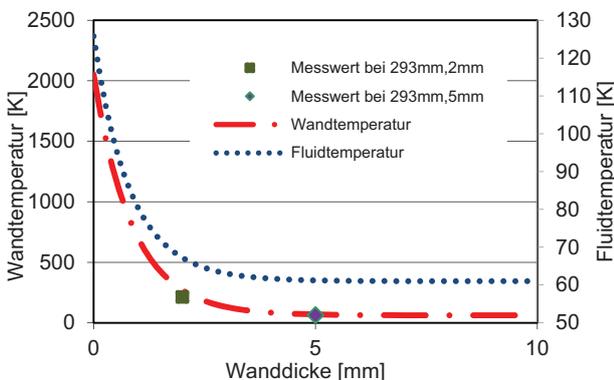


BILD 6. Vergleich KSK-KT Kampagne mit HEATS

Die KSK-KT Brennkammer war mit Thermoelementen in 2 mm und 5 mm Wandtiefe bei einer Länge von 293 mm in Strömungsrichtung instrumentiert. Die Ergebnisse zeigen bei 5 mm Wandtiefe sehr gute Übereinstimmungen mit Abweichungen von kleiner 5 K. Bei 2 mm Wandtiefe beträgt die Abweichung von Messwert und Rechnung ungefähr 70 K, was bei einer gemessenen Temperatur von 214 K einer prozentualen Abweichung von 32% entspricht. Für eine idealisierte Annahme der Verbrennungsvorgänge stellen die berechneten Ergebnisse eine gute Annahme der realen Temperaturen und Temperaturverläufe über die Wand dar.

4. AUSBLICK

Die Entwicklung dieses numerischen Werkzeugs steht erst am Anfang und wird kontinuierlich weiter verbessert. Eine Möglichkeit zur Verbesserung wäre, den Kühlmassenstrom

über die einzelnen Segmente der Brennkammer variabel vorzugeben. Dadurch könnte man die Wandtemperatur über die Brennkammerlänge so beeinflussen, dass überall die gleiche Oberflächentemperatur herrscht. Dies wird ebenfalls in der Realität versucht. Eine wertvolle Erweiterung wäre auch die Modellierung einer Düse, da bisher nur der zylindrische Teil einer Brennkammer betrachtet wurde. Durch die vorgestellten Verbesserungen könnten die erfassten physikalischen Vorgänge nochmals erweitert werden wodurch das Gesamtsystem Brennkammer noch besser darstellbar wäre.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] A. Herbertz, M. Ortelt, I. Müller, H. Hald. „Potential Applications of the Ceramic Thrust Chamber Technology for Future Rocket Propulsion“; 28th International Symposium on Space Technology and Science (2011).
- [2] H. Böhrk, O. Piol, M. Kuhn. „Heat Balance of a Transpiration-Cooled Heat Shield“; Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 24, No. 3, , pp. 581–588, (2010).
- [3] H. Böhrk, A. Herbertz, M. Ortelt. „Heat Balance of a Transpiration-Cooled Ceramic Combustion Chamber“; Space Propulsion San Sebeatian (2010).
- [4] P.J. Linstrom, W.G. Mallard. „The NIST Chemistry WebBook: A Chemical Data Resource on the Internet“; Journal of Chemical and Engineering Data (2001).
- [5] H. Schlichting, K. Gersten. „Grenzschicht-Theorie“; Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2006).
- [6] H.D. Baehr, K. Stephan. „Wärme und Stoffübertragung“; Springer (2010).
- [7] R.J. Goldstein. „Film Cooling“; Advances in Heat Transfer (1971).
- [8] M. Kaviany. „Principles of heat transfer in porous media“; Springer-Verlag, New York (1991).
- [9] J. Florio, J.B. Henderson, F.L. Test, R Hariharan. „Characterization of Forced Convection Heat Transfer in Decomposing, Glass-Filled Polymer Composites“; Journal of Composite Materials (1991).
- [10] ANSYS. „ANSYS Workbench User’s Guide“; Release 13.0 (2010)
- [11] M. Ortelt, H. Hald, A. Herbertz. „ Investigations on Fibre Reinforced Combustion Chamber Structures under Effusion Cooled LOX/LH2 Operation“; 45th Joint Propulsion Conference, Denver, Colorado, USA (2009)