

Diss. ETH No. 18458

# **Influence of Rim Seal Purge Flow on the Performance of an End Wall Profiled Axial Turbine**

A dissertation submitted to the

**SWISS FEDERAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
(ETH ZÜRICH)**

for the degree of  
**DOCTOR OF SCIENCES**

presented by  
**PETER SCHÜPBACH**  
Dipl. Masch.-Ing. ETH  
born May 07, 1978  
citizen of Steffisburg - Schweiz

accepted on the recommendation of  
Prof. Dr. Reza S. Abhari, examiner  
Prof. Dr. Lee S. Langston, co-examiner  
Dr. Martin G. Rose, co-examiner

Zurich 2009

# Abstract

The goal of this study is the investigation of the promising secondary flow control technique of non-axisymmetric end wall profiling in an engine representative environment. So far most research has been carried out in linear cascades. In this work non-axisymmetric end wall profiling is applied in a rotating rig using a high accuracy time-resolved probe measurement technique. The baseline turbine is an ETH design representing a high work, unshrouded 1.5-stage turbine. The first stage of the turbine has been redesigned twice with first vane tip and hub end wall as well as with a blade hub end wall. Furthermore with this work the first experimental data on the sensitivity of non-axisymmetric end walls to purge flow as an example of secondary cooling air is presented. Through a redesign of the rig it is possible to inject up to 1.3% of the main massflow through the rotor upstream rim seal.

Without purge flow non-axisymmetric end wall profiling has demonstrated a considerable increase of total-to-total efficiency. The two designs increased the total-to-total efficiency by  $1\% \pm 0.32\%$  and  $0.3\% \pm 0.32\%$  respectively relative to a baseline efficiency of  $91\% \pm 0.37\%$ . The  $1\% \pm 0.32\%$  efficiency benefit with the first end wall design is primarily the result of an improved first nozzle guide vane performance. While the secondary losses have been reduced as predicted the largest improvement is unexpectedly seen in the wake region. This is the result of an alleviation of vane blockage and consequent reduction of the suction side peak Mach numbers. Furthermore the end wall contour leads to an aft loaded pressure profile which potentially delays transition. Additionally the time-resolved flowfield analysis shows that the first end wall design enhances the total pressure extraction from the first vane flow structures. This also contributes to the higher efficiency with the first end wall design. The  $0.3\% \pm 0.32\%$  efficiency benefit of the second design is predominantly the result of an improved blade row performance because the averaged first vane loss is higher than in the baseline case. The reason is a considerably increased loss at the first vane tip end wall with the second design. The additional loss is caused by a strong la-

te suction side diffusion, which results in a separation (corner stall). For two out of the three redesigned end walls the secondary kinetic energy and the loss reduction show a linear relation. At the tip the secondary kinetic energy reduction and loss reduction do not correlate as the responsible loss mechanisms are not captured by a change in secondary kinetic energy.

In this investigation it can be seen that purge flow influences the characteristic of the rim seal exit pressure field. The vane dominated pressure field without injection becomes rotor dominated once purge flow is applied. Injection jets develop which remain circumferentially in approximately the same rotor relative position. At the same time these jets are modulated by the first vane row pressure field. These structures introduce streamwise normal vorticity. Due to turning around the leading edge streamwise vorticity is created. At 35% blade axial chord an additional purge flow induced vortex is identified which has the same sense of rotation as the passage vortex. This vortex subsequently merges with the blade hub passage vortex leading to a diffused flow structure with higher unsteadiness. The first end wall design having the highest efficiency without purge flow shows the highest efficiency drop of  $1.2\% \pm 0.32\%$  per injected massflow percent if purge flow is applied. The second end wall design and the baseline case show comparable sensitivities with  $-0.7\%/%$  and  $-0.6\%/%$  to purge flow. The reason for the increased sensitivity of the first design is an increased circumferential pressure gradient at the first vane rim compared to the baseline case and the second end wall design. This results in the strongest injection jets and therefore in more induced vorticity.

Finally the second end wall design shows a change of mode of the rotor hub passage vortex at an injection rate of 0.9%. Below this rate the vortex is intense and close to the end wall. At 0.9% the vortex is strongly increasing in size and also carries more unsteadiness. Only at this injection rate the spectral analysis of the hub passage vortex fluid shows a band of subharmonic frequencies. If the injection rate is further increased the vortex becomes again more constrained and establishes itself at a higher radial position. The 'change of mode' is coupled with a kink in the efficiency sensitivity curve.

# Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war die Untersuchung von nichtrotationssymmetrischen Seitenwänden in einer realitätsnahen Umgebung. Bis anhin wurden die meisten Untersuchungen in linearen Gitterprüfständen durchgeführt. Diese Arbeit präsentiert Messungen von nichtrotationssymmetrischen Seitenwänden in einer rotierenden Versuchsanlage unter Verwendung von hochauflösender schneller Sondentechnologie. Die rotationssymmetrische Basisgeometrie, welche typische Eigenschaften einer hochaufgeladenen Hochdruckturbine aufweist, wurde an der ETH ausgelegt und besteht aus 1.5 Stufen, wobei das Laufrad deckbandlos ist. Die erste Stufe der Turbine wurde mit zwei verschiedenen nichtrotationssymmetrischen Seitenwandauslegungen versehen. Weiter enthält diese Arbeit die ersten experimentellen Daten über die Sensitivität des Wirkungsgrades mit steigender Rotorscheiben Kühlluft für eine Turbine mit nicht rotationssymmetrischen Seitenwänden. Durch Modifikationen der Versuchsanlage ist es möglich maximal 1.3% des Gesamtmassenstromes durch die Tellerrand-Dichtung zwischen erstem Leitrad und dem Laufrad einzudüsen.

Ohne den Einfluss der Kühlluft bewirken die nichtrotationssymmetrischen Seitenwände eine beträchtliche Erhöhung des Turbinenwirkungsgrades. Die erste und zweite Auslegung führten zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades von jeweils  $1.0\% \pm 0.32\%$  und  $0.3\% \pm 0.32\%$  relativ zur Basisgeometrie, welche einen Wirkungsgrad von  $91.0\% \pm 0.37\%$  aufweist. Der Hauptgrund für die einprozentige Erhöhung des Wirkungsgrades mit der ersten nichtrotationssymmetrischen Seitenwand-Auslegung ist eine beträchtliche Verbesserung der Aerodynamik der ersten Leitradreihe. Die nichtrotationssymmetrischen Seitenwände reduzieren die Sekundärströmungsverluste wie während der Auslegung vorausgesagt. Unerwarteterweise sind die grössten Verlustreduktionen jedoch in der Nachlaufdüse zu finden. Dies ist das Resultat einer Erweiterung des Strömungsquerschnitts und einem daraus folgenden Sinken der saugseitigen Spitzenmachzahlen. Des Weiteren führt die Seitenwandkonturierung zu einem 'Aft-Loading' des Druckprofils wodurch der Umschlag von laminarer in turbulente Strömung sehr wahr-

scheinlich verzögert wird. Zusätzlich zeigt eine Analyse des zeitaufgelösten Strömungsfeldes, dass die erste Seitenwand-Auslegung verglichen mit der Basis einen erhöhten Totaldruckabfall in den Strömungsstrukturen des ersten Leitrades im Laufrad erzeugt. Dies trägt zum erhöhten Wirkungsgrad mit der ersten Auslegung bei. Die  $0.3\% \pm 0.32\%$  Erhöhung mit der zweiten Auslegung ist hauptsächlich das Resultat von Verbesserungen in der Laufradreihe. Der massenstrom-gemittelte Total-Druck-Verlust der ersten Leitradreihe mit dieser Auslegung zeigt den höchsten Wert aller drei Geometrien. Der Grund dafür liegt in einem beträchtlich höheren Verlust an der Gehäuseseite. Der zusätzliche Verlust ist das Resultat einer starken Verzögerung auf der hinteren Saugseite, welche in einer Ablösung resultiert. Zwei der drei Seitenwände zeigen ein lineares Verhältnis zwischen der Reduktion der sekundären kinetischen Energie und der Reduktion des Total-Druck-Verlustes. An der Gehäuse-Seitenwand korrelieren die beiden Größen nicht da sich die entsprechenden Verlustmechanismen nicht in einer Änderung der sekundären kinetischen Energie niederschlagen.

Diese Untersuchung zeigt, dass die Kühlluft die Charakteristik des Druckfeldes am Austritt der Tellerrand-Dichtung beeinflusst. Ohne Kühlluft wird das Druckfeld durch die erste Leitradreihe geprägt. Mit Kühlluft wird der Einfluss der Laufradreihe deutlich ausgeprägter. Dadurch entwickeln sich aus der Kühlluft jetähnliche Strukturen, welche sich mit dem Rotor mitbewegen und so ungefähr in der gleichen rotorrelativen Position bleiben. Gleichzeitig werden diese Jets durch das Leitrad moduliert. Diese Strukturen bewirken zur Strömungsrichtung normale Wirbelstärke. Aufgrund der Umlenkung um die Schaufel Vorderkante wird Wirbelstärke in Strömungsrichtung erzeugt. Bei 35% axialer Sehnenlänge kann ein zusätzlicher Wirbel identifiziert werden, welcher durch die Kühlluft hervorgerufen wird und die gleiche Drehrichtung wie der Passagenwirbel hat. Dieser Wirbel vereint sich stromabwärts mit dem Passagenwirbel, was eine diffuse Strömungsstruktur mit erhöhter Turbulenz zur Folge hat. Die erste Seitenwandauslegung, welche ohne Kühlluft den höchsten Wirkungsgrad zeigt, erfährt den stärksten Abfall des Wirkungsgrades mit  $1.2\% \pm 0.32\%$  pro eingedüstem Massenstromprozent. Die zweite Seitenwandauslegung und die Basisgeometrie zeigen eine ähnliche Sensitivität gegenüber der Kühlluft mit jeweils  $-0.7\%/%$  und  $-0.6\%/%$ . Der Grund für die erhöhte Sensitivität der ersten Seitenwandauslegung ist ein verstärkter Druckgradient in Umfangsrichtung am Austritt des ersten Leitrades verglichen mit den anderen beiden Geometrien. Dies resultiert in den stärksten Jets und damit in der höchsten einge-

brachten Wirbelstärke.

Die zweite Seitenwandauslegung zeigt eine Art Übergangszustand des nebenseitigen Passagenwirbels bei einer Eindüsung von 0.9%. Bei tiefer Eindüsung ist der Wirbel ausgeprägt und nahe bei der Seitenwand. Bei einer Eindüsung von 0.9% ist ein starkes Anwachsen des Wirbel zu beobachten begleitet von einem Anstieg der Turbulenz. Bei dieser Eindüsungsrage ist anhand einer Spektralanalyse ein Band mit subharmonischen Frequenzen zu sehen. Falls die Eindüsungsrage über 0.9% erhöht wird, ist die Grösse des Wirbels wieder begrenzt. Gleichzeitig ist das Wirbelzentrum nun bei einer höheren radialen Position zu finden. Dieser Übergangszustand ist mit einem Knick in der Wirkungsgrad-Sensitivitäts-Kurve gekoppelt.