UNTERSUCHUNGEN ZU SEKUNDÄRSYSTEMEN IN TURBOPUMPEN FÜR FLÜSSIGKEITSRAKETENANTRIEBE

B. Wagner*; A. Stampfl°; P. Beck°; L. Veggi°; J. D. Pauw°; W. Kitsche*
*Institut für Raumfahrtantriebe, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DLR, 74239 Lampoldshausen, Deutschland

°Institut für Turbomaschinen und Flugantriebe, Extraordinariat für Raumfahrtantriebe,
TU München, 85748 Garching, Deutschland

Zusammenfassung

Untersuchungen zu Turbopumpen in Flüssigraketenantrieben ist ein Teilaspekt des Projekts KonRAT: Komponenten von Raketenantrieben für Anwendungen in Transportsystemen der Luft- und Raumfahrt. Dieses Projekt ist dem Ludwig Bölkow Campus zugeordnet, einem Zusammenschluss von Forschung und Industrie in Bayern. Im Bereich der Turbopumpen liegt der Fokus auf dem allgemeinen Kompetenzaufbau im Bereich der Auslegung der Hauptkomponenten und Grundlagenuntersuchungen im Bereich operationellen Lasten, dynamisches Verhalten und Verständnis für Dichtungen und die Lagerung.

Die hier vorgestellten Arbeiten zu Sekundärsystemen sind in diesen Kontext eingebettet. Dabei werden Lagerkühlung und Schmierung, Sperrgassysteme und Spaltströmungen unter dem Begriff Sekundärsysteme zusammengefasst. Die Spaltströmungen zwischen rotierenden Bauteilen lassen sich nicht vermeiden und begrenzen den Wirkungsgrad, gleichzeitig werden durch die Druckkräfte in den Spalten Lasten auf den drehenden Teilen generiert. Diese müssen durch die Lager aufgenommen werden, falls sie nicht über das gesamte System ausgeglichen werden. Ein üblicher Zustand in Turbopumpen, doch gerade beim Einsatz in Flüssigkeitsraketenantrieben sind die Lager durch die hohe Drehzahl, axiale und radiale Kräfte und die schlechte Schmierung, bei der der kryogene Raketentreibstoff eingesetzt wird, sehr hohen Belastungen ausgesetzt. Somit sind genaue Kenntnisse über die wirkenden Radial- und Axialkräfte im Nominalbetrieb für die Auslegung der Lagereinheit notwendig und später für einen sicheren Betrieb der Turbomaschine wichtig. Dazu ist wiederum ein Verständnis über die Strömung in den Radseitenräumen erforderlich, da sich daraus eine Druckverteilung und damit Kräfte ableiten lassen. Es wurde ein Programm zur Berechnung der Lagerkräfte erstellt. Dieses ist allgemein für unterschiedliche Turbopumpenkonfigurationen anwendbar. Eine Schnittstelle mit Auslegungsdaten ist vorhanden. Durch die Variation von Eingabedaten mit Hilfe von Zufallszahlen können Unsicherheiten in der Vorauslegung berücksichtigt werden. Ergebnisse werden vorgestellt und diskutiert.

1. EINLEITUNG

Turbopumpen sind ein elementarer Bestandteil von Flüssigkeitsraketenantrieben. Sie gewährleisten trotz geringem Tankdruck einen hohen Brennkammerdruck. Beides führt durch einen größeren erreichbaren spezifischen Impuls und einer geringeren Tankmasse zu einer Vergrößerung der Nutzlast.

Typischerweise besteht eine Turbopumpe aus einer Pumpeneinheit, einer Turbine, einem Welle-Dichtung-Kugellager-System und einem Gehäuse mit Zu- und Ableitungen. Für die Komponenten und die gesamte Turbomaschine ergeben sich spezielle Anforderungen, die sich aus dem Einsatz in einem Raumfahrtsystem ableiten. Dabei ist eine höchste Leistungsdichte, geringe Baugröße und minimales Gewicht bei einem hohen Wirkungsgrad zu nennen. Zusätzlich stellen hohe Temperaturgradienten beim Aufeinandertreffen von heißen Turbinengasen mit kryogenen Treibstoffen bei hohen Drehzahlen eine Herausforderung dar. Die oben genannten Komponenten werden auf diese Besonderheiten und Anforderungen hin erforscht und entwickelt. Gleichzeitig ist ein Verständnis für das Zusammenwirken der Komponenten im System notwendig und damit ein wichtiges Kriterium für die Entwicklung der Bauteile.

Im Bereich der europäischen Raumfahrt liegt die bisherige Systemführerschaft für Turbopumpen für Flüssigkeitsraketenantriebe außerhalb von Deutschland. Seit einigen Jahren wird, unterstützt von der nationalen Raumfahrtagentur, vertreten durch das DLR in Bonn, Kompetenz im Bereich Turbopumpen bei der deutschen Industrie aufgebaut. Auch das Institut für Raumfahrtantriebe des DLR beteiligt sich in Zusammenarbeit mit externen Partnern am Kompetenzaufbau. Ein wichtiger Meilenstein ist auch die Aufnahme dieses Themas in den Ludwig Bölkow Campus als Teil des Projekts KonRAT: „Komponenten von Raketentriebwerken für Anwendungen in Transportsystemen der Luft- und Raumfahrt“. Dort werden seit 2015 eine weitere Vernetzung und damit der Ausbau der Kompetenzen an Universitäten, Instituten und in der Industrie im Bereich Sonderprobleme in Turbopumpen erreicht. Aktuell laufen beim DLR Arbeiten zu einem Triebwerksdemonstrator an, Ziel ist es, am Prüfstand das System Triebwerk abzubilden und damit einen Schritt weiter in Richtung Systemkompetenz zu gelangen [18]. Ein tiefgehendes Verständnis für die Turbopumpe geht damit einher.

©2016

2. PROJEKTÜBERSICHT

Die hier gezeigten Arbeiten sind in das Projekt KonRAT eingebunden. Dort findet eine Aufteilung in thematischen Ästen statt. Diese werden hier kurz vorgestellt.

2.1. Gesamtsystem

Ein Industriepartner aus dem Bereich Raumfahrtträgersysteme verantwortet dabei die Projektleitung und die systemtechnischen Analyse des Gesamtsystems. Auf der Basis einer Missionsanalyse werden die Anforderungen an einen kryogenen Raketenmotor und dessen einzelne Komponenten ermittelt und den beteiligten Projektpartnern für die Ausrichtung der Arbeiten zur Verfügung gestellt.
Dabei stehen zwei Anwendungen im Vordergrund. Zum einen wird ein zukünftiger Oberstufenantrieb im Expander Zyklus mit der Treibstoffkombination flüssiger Wasserstoff und flüssiger Sauerstoff betrachtet. Die Anforderungen an die Turbopumpen sind vergleichbar mit den Daten aus [20] und [21].
Zum anderen wird ein wiederzündbares Hauptstufentriebwerk für ein suborbitales Fluggerät [22] untersucht. Dieses Triebwerk arbeitet im Gasgeneratorzyklus mit einer Treibstoffkombination aus Methan und flüssigem Sauerstoff. Eine mögliche Turbopumpe für dieses Triebwerk ist hier [23] beschrieben.

Anwendung	*Trägersystem*	*Suborbitales Fluggerät*
Typ	Oberstufe	Hauptstufe
Zyklus	Expander Zyklus	Gasgenerator
Treibstoff-kombination	LH2/LOx	LCH4/LOx
Schub	11-15 t	40-50 t
Spezifischer Impuls	> 450 s	>340 s

TAB 1. Zusammenfassung der im Projekt KonRAT betrachteten Anwendungen

2.2. Additive Fertigung

Im Bereich der additiven Fertigung werden folgende Fragestellungen bearbeitet: Herstellung spezieller metallischer Pulver für Luft- und Raumfahrtanwendungen, Optimierung von Prozessparametern für Luft- und Raumfahrtbauteile, Entwicklung einer Online-Überwachung und Prozesskontrolle für die spätere Industrialisierung nach den Vorgaben der in der Luft- und Raumfahrt geltenden Zulassungsrichtlinien.

2.3. Turbopumpen

Die vorliegenden Arbeiten sind in das Arbeitspaket Turbopumpen eingebettet. Dort wird zusammen mit universitären Partnern an ausgewählten Herausforderungen im Bereich Turbopumpen für Flüssigkeitsraketenantriebe gearbeitet.
Dazu werden eigene Auslegungswerkzeuge für Inducer, Impeller und Turbinen entwickelt, numerisch validiert und in Teilen experimentell untersucht [15]. Im Vordergrund dieser Arbeiten steht der transiente und Teillastbetrieb mit seinen Lasten auf die hydraulischen und aerodynamischen Bauteile und die Auswirkungen auf das Gesamtsystem. Daran schließen sich die Untersuchungen zu rotordynamischen Effekten in Turbopumpen an [16]. In Laborprüfständen werden die analytischen Methoden zur Beschreibung der Steifigkeit und Dämpfung von Lagern und Dichtungen experimentell validiert und angepasst. Eine numerische Betrachtung von Kontaktproblemen in diesen Bauteilen erfolgt in einem weiteren Arbeitspaket mit gekoppelten Fluid-Struktur-Lösern.
Das Arbeitspaket Sekundärsysteme stellt eine Verbindung zwischen den anderen Turbopumpenarbeitspaketen dar. Es ermittelt beispielsweise Kräfte aus der Auslegung der Bauteile und gibt diese als Randbedingung an die Rotordynamik oder numerischen Untersuchungen weiter. Umgekehrt fließen Anforderungen aus diesen Bereichen zurück in die Komponentenauslegung. Dabei werden Systemaspekte der Turbopumpe in diesem Arbeitsbereich mitberücksichtigt.

3. SYSTEMASPEKTE

Aus den Anforderungen des Triebwerks leiten sich die Systemanforderungen für die Turbopumpe ab. Dabei sind aus Triebwerkssicht der Massenstrom und der zu erreichende Druck die wichtigsten charakteristischen Größen der Pumpe. Davon leiten sich wiederum die Auslegungsgrößen für die Pumpeneinheit und die notwendige Turbinenleistung, für die ein entsprechendes Antriebsmedium bereitgestellt werden muss, ab.
Der gewählte Triebwerkszyklus hat dabei einen erheblichen Einfluss auf das Design des gesamten Powerpacks, also der Einheit, bestehend aus den Turbopumpen für Brennstoff und Oxidator und dem Bauteil, der die Treibgase für die Turbine bereitstellt. Dies kann ein Gasgenerator, eine Vorbrennkammer oder ein Wärmetauscher, auch in der Ausführung einer regenerativen Brennkammerkühlung, sein [27]. Im Bereich der Turbine werden so der zur Verfügung stehende Massenstrom, das mögliche Druckverhältnis und die Eintrittstemperatur und damit auch die Dichte eingegrenzt. Auf der Pumpenseite hingegen wird die Förderhöhe definiert, beispielsweise über die Druckverluste einer regenerativen Kühlung oder den Einspritzdruck einer Vorbrennkammer mit einem Brennkammerdruck, der deutlich über dem der Hauptbrennkammer liegt. Über den Zyklus wird auch gesteuert, ob und welche heißen Brenngase auf der Turbinenseite mit den Treibstoffen, die meistens kryogen sind, in der Turbopumpe aufeinander treffen. Dies setzt eine gute thermische Trennung voraus, da auch eine Entzündungsgefahr besteht, die durch eine ungewollte Vermischung von Medien hervorgerufen wird. Im Fall des Expander Zyklus sind diese Herausforderungen verringert, da die Turbine nur mit Brennstoffen bei Temperaturen um 300 K angetrieben wird.
Die nächste Einflussgröße auf die Turbopumpen-konfiguration (in Abstimmung mit dem Triebwerkszyklus) ist die ausgewählte Treibstoffkombination für das Triebwerk. Bei Treibstoffen ähnlicher Dichte bietet sich eine gewichtsersparende einwellige Turbopumpe an. LOx / Kerosin ist dabei sicherlich die bekannteste Treibstoffkombination, aber auch für LOx / Flüssigmethan ist dies denkbar. Bei der häufig verwendeten Treibstoffkombination LOx / Flüssigwasserstoff (LH2) müssen zwei getrennte Turbopumpen genutzt werden. Alternativ wird die Turbinenleistung über ein Getriebe an

die Treibstoffpumpen weitergegeben, die so mit unterschiedlichen Drehzahlen arbeiten können. Bei letzterem müssen allerdings die Vorteile von geringerem Gewicht und Bauraum gegenüber den Wirkungsgradverlusten und konstruktivem Aufwand des Getriebes abgewogen werden.
In Folge dessen werden überwiegend Konfigurationen mit zwei getrennten Turbopumpen eingesetzt. Hierbei gibt es wiederum die Möglichkeit, die Turbinengase seriell oder parallel den jeweiligen Turbinen der Turbopumpen für Brennstoff und Oxidator zuzuführen.

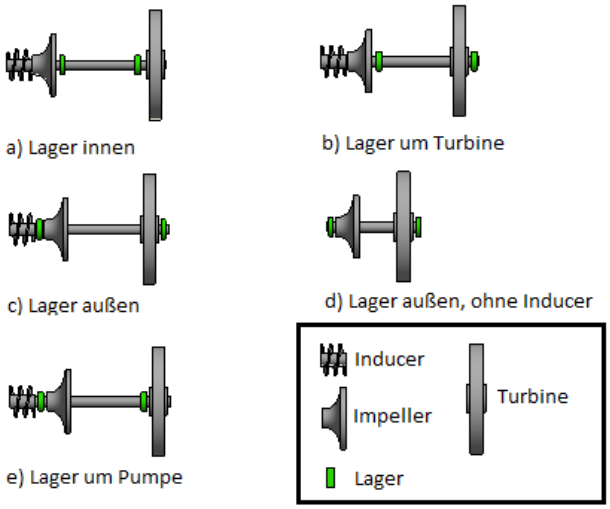

BILD 1. Schematische Darstellung der möglichen Lageranordnungen, nach Abbildung 30 in [19].

Nachdem eine Auswahl der Turbopumpenkonfiguration erfolgt ist, kann mit der Anordnung der Komponenten innerhalb der Turbopumpe begonnen werden. Bei der einfachsten Konfiguration, also einer Pumpeneinheit und einer Turbine auf einer gemeinsamen Welle, ergeben sich für die dazugehörige Lageranordnung mehre Möglichkeiten. Diese sind schematisch in BILD 1 dargestellt. Dabei sind Gesichtspunkte der Rotordynamik, der Schmierung und Kühlung der Lager, die Zugänglichkeit beim Einbau und die wirkenden Kräfte auf die Lager bei der Auswahl zu beachten. Der letzte Punkt wird mit dem hier vorgestellten Programm bearbeitet. Die Lager sind durch die hohe Drehzahl, axiale und radiale Kräfte und die schlechte Schmierungseigenschaften der kryogenen Raketentreibstoffe sehr hohen Belastungen ausgesetzt [17]. Das Kräfteprogramm wiederum liefert zusätzlich Eingabewerte für die Kugellagerauslegung und für die rotordynamische Überprüfung.
Sollten für die Pumpe mehrere Stufen oder eine doppelflutige Anordnung nötig sein, vervielfachen sich die Möglichkeiten der Anordnung der Teile auf einer Welle. Bei einwelligen Turbopumpen sind ebenfalls vielfältige Konfigurationen möglich. Jedoch ergeben sich auch dort einige Einschränkungen. So ist es beispielsweise sinnvoll die Lagerschmierung nur mit einem Treibstoff durchzuführen

3.1. Literaturrecherche

Um die möglichen Konfigurationen und damit die Funktionalität des Lagerprogramms abschätzen zu können, wurde zu Beginn der Arbeit eine Recherche über existierende Turbopumpen durchgeführt. Ein Augenmerk lag dabei auf der Anordnung der Komponenten und den Lagern. In BILD 2 ist eine Auswahl von Turbopumpen-konfigurationen zu finden, die entsprechend der Treibstoffkombination, der Anzahl der Wellen und des Zyklus sortiert sind. Dabei wurden aktuelle Turbopumpen, wie Vulcain und LE-7A, aber auch ehemalige, wie F-1 oder SSME, und natürlich zukünftige, wie Vinci oder LE-X aufgenommen. Eine Besonderheit stellt das RL-10 Triebwerk in der einwelligen Version dar. Die zitierte Studie [1] zeigt, dass die Bauweise nur durch starke Vorpumpen möglich ist. Ansonsten ist das RL-10 in seinen vielen Versionen, ähnlich wie das HM7-B, eine getriebeübersetzte Turbopumpe. Ebenfalls ungewöhnlich ist der Schmierungsansatz des Turbinenlagers in Öl der LE-X Oxidatorpumpe. Aus der Vielzahl der russischen Turbopumpen für LOx / Kerosin, aber natürlich auch LOx / LH2 ist aus Platzgründen nur die RD-0124 Turbopumpe aufgenommen.
Andere flüssige Treibstoffkombinationen haben ähnliche Komponentenanordnungen, sind hier jedoch aus Übersichtlichkeit nicht aufgeführt. Eine gute Sammlung von Turbopumpen und der historischen Entwicklung ist in der Arbeit von Sutton [28] zu finden.

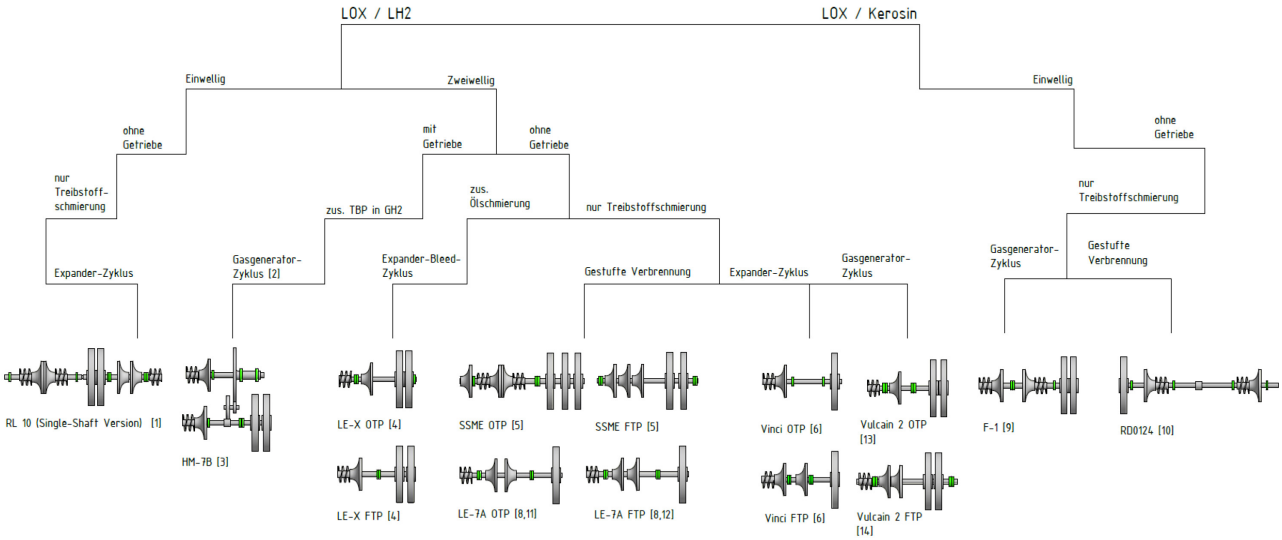

BILD 2 Übersicht über unterschiedliche Turbopumpenkonzepte. Die Darstellung stellt nur einen Ausschnitt aus den bestehenden Turbopumpen für Flüssigkeitsraketenantriebe dar.

4. WIRKENDE KRÄFTE

Neben der Hauptströmung durch den Vorsatzläufer und das Laufrad auf der Pumpenseite und Rotor und Stator der Turbinenseite, gibt es eine Vielzahl zusätzlicher Strömungswege und -systeme in Turbopumpen für Flüssigraketenantriebe. Diese werden unter dem Begriff Sekundärsysteme zusammengefasst.
Dabei sind die Strömungen durch Spalte und Zwischenräume wichtig, da sie die Leistung und den Wirkungsgrad der Turbopumpe beeinflussen. Für die Funktion und Sicherheit der Turbopumpe wiederum sind die Strömungen durch die Kugellager zur Kühlung und Schmierung und durch die Dichtungen als Leckage- oder Trennströmung wichtig.
Hier sollen nun die wirkenden Kräfte auf die Turbopumpe als Teil des Sekundärsystems betrachtet werden.
Der größte Anteil der Kräfte auf die Lagerungen wird durch die Druckkraft, die durch die Umströmung der rotierenden Teile wirkt, verursacht. Dazu kommen Kräfte und Momente aus Impuls- und Gewichtskraft, sowie Schwingungen, Unwucht und Störungen in der Strömung. Die verwendeten Verfahren zur Berechnung dieser Kräfte sollen hier kurz vorgestellt werden.

4.1. Axialschub

Zuerst soll auf die wellenaxialen Kräfte, auch Axialschub oder –kraft genannt, eingegangen werden, die auf die Vorsatzläufer, die Laufräder und die Turbinen wirken und für die hier die dargestellten Berechnungen verwendet werden.
Dabei haben die Axialkräfte zwei Ursachen. Zum einen wird eine Kraft durch die Umlenkung der Strömung als Reaktionskraft auf die Seitenwände der rotierenden Bauteile hervorgerufen, der sogenannten Impulskraft, die sich allgemein formulieren lässt als

(1) $dF = \frac{d}{dt}(dm \cdot c).$

Zum anderen wirken Druckkräfte auf die Seitenwände, die sich bei rotationssymmetrischen Bauteilen wie folgt beschreiben

(2) $F = 2\pi \int pr\, dr.$

Daraus lassen sich die Axialkräfte auf die Oberflächen der einzelnen Bauteile ableiten.

4.1.1. Vorsatzläufer (Inducer)

Typischerweise sind in Flüssigkeitsraketen-turbopumpen Inducer verbaut, die eine reine axiale Bauweise ohne Deckband aufweisen. Sie sind also als axiale Laufräder zu behandeln, für die sich die Axialkraft bestimmen lässt mit

(3) $F_{ax} = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_n^2)\rho g H.$

H ist dabei die Förderhöhe des Inducers. In Gülich [24] wird diese Gleichung zusätzlich mit einem Korrekturfaktor zwischen 1 und 1,1 multipliziert.
Für den Fall, dass die Inducer mit einem veränderlichen Nabendurchmesser [25] versehen sind, kann noch eine Impulsänderung der Strömung und die damit resultierende Kraft auf den Inducer berücksichtigt werden. Diese ist jedoch im Vergleich zu den anderen Kräften sehr gering. Dies gilt auch für den Fall, dass mit Medien hoher Dichte gearbeitet wird.

4.1.2. Impeller

Die Axialkräfte, die auf den Impeller wirken, setzen sich wieder aus den Impuls- und aus den Druckkräften auf die Außenwände des Impellers zusammen.
Hier soll vorerst nur der Fall einer nicht durchströmten Radseitenwand betrachtet werden. Dies stellt für die hier durchgeführten Auslegungsüberlegungen eine akzeptable Vereinfachung dar. Somit können nach Gülich [24] aus Gleichung (2) die Kräfte auf die Radseitenwände in axialer Richtung bestimmt werden mit

(4) $F_{ax} = \pi r_2^2 \left[(1 - x^2)\Delta P_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \bar{k}^2 (1 - x^2)^2\right].$

Dabei ist *x* das jeweilige Verhältnis zwischen Innen- und Außendurchmesser der Laufradseitenwand und *k* ist der mittlere Rotationsfaktor. Über diesen werden hauptsächlich die geometrischen Einflüsse auf das wirkende Druckprofil an der Seitenwand eingebracht.
Die Impulskraft ist auch für den Impeller sehr gering und wird berechnet durch

(5) $F_{imp} = \rho Q c_{1m}.$

Je nach Einbausituation können noch der statische Druck am Laufradeintritt und der unausgeglichene Wellenschub über die gesamte Turbopumpe berücksichtigt werden.

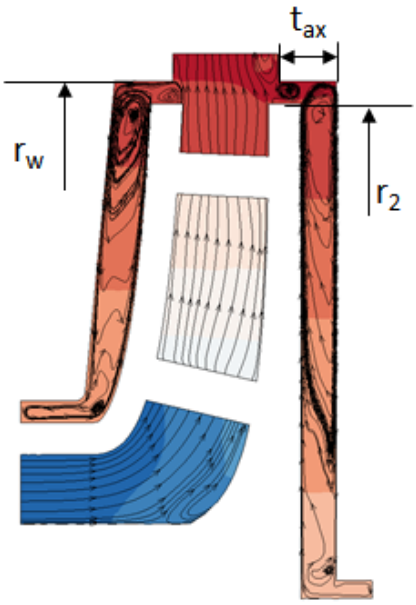

BILD 3. Druckverteilung (blau - niedrig, rot - hoch) und Stromlinien in einem generischen LOx-Impeller.

BILD 3 gibt einen Einblick in die Strömung in den Seitenräumen eines Impellers ohne Durchströmung, d. h. die beiden Enden sind geschlossen und es findet eine reine Rezirkulation in den Seitenräumen statt. Dies stellt eine Idealisierung der normalerweise dort eingebauten Dichtungen dar, vereinfacht jedoch die analytische Berechnung. Der Druckabfall in den Seitenräumen ist zu erkennen, sowie die Beschleunigung der Strömung an den rotierenden Außenwänden des Impellers. Ein Vergleich zwischen numerischen und analytischen Ergebnissen für die wirkende Axialkraft mit Hilfe einer Parametervariation ist in Vorbereitung.

4.1.3. Turbine

Für die Berechnung der Kräfte auf die Turbine wird ein allgemeiner Ansatz verfolgt um den möglichen Konfigurationen der Turbinen gerecht zu werden. Dieser schließt die beiden Ursachen für die wirkenden Kräfte aus Gleichung (1) und (2) ein und wird in [29] formuliert als

(6) $\mathrm{F_{ax,t}} = \frac{\pi\alpha_{\mathrm{teil}}}{360°}\left(\mathrm{r_a^2} - \mathrm{r_i^2}\right)\left[(\mathrm{p_1} - \mathrm{p_2}) + \left(\mathrm{c_{1,ax}^2}\rho_1 - \mathrm{c_{2,ax}^2}\rho_2\right)\right].$

Dabei kann eine partielle asymmetrische Anströmung der Turbine berücksichtigt werden. Diese würde ein Moment auf die Turbine verursachen.
Gleichung (6) stellt jedoch nur eine Abschätzung der Kräfte dar, eine genauere Bestimmung von bspw. Axialkräften, die auf die Turbinenscheiben wirken, sollte mit numerischen Strömungslösern erfolgen [26].

4.2. Radialkräfte

Da die Strömung in Turbopumpen in der Regel rotationssymmetrisch verläuft, gleichen sich die meisten in radialer Richtung wirkenden Kräfte gegenseitig aus. Radialkräfte entstehen demnach durch Störung der Rotationssymmetrie. Es wird im Folgenden zwischen stationären Kräften, deren Wirkrichtung durch die Geometrie der Turbopumpe festgelegt ist, und dynamischen Kräften unterschieden.
Der größte Anteil der auf einen Impeller wirkenden Radialbelastung entsteht durch den üblicherweise spiralförmigen Auslass an der letzten Stufe. Er lässt sich wie folgt berechnen:

(7) $F_{Sp} = k_R \rho H d_2 b_{2,ges}.$

Wobei $\mathrm{b_{2,ges}}$ die Breite des Impellers am Auslass einschließlich Deck- und Tragscheibe darstellt. Der Radialschubbeiwert $\mathrm{k_R}$ lässt sich dabei laut Stepanoff [32] abschätzen mit

(8) $k_R = 0{,}36\left(1 - \frac{Q}{Q^*}\right).$

Die Radialkraft wirkt dabei in Richtung eines Punktes der bei Teillast um ca. 60° stromabwärts der Gehäusezunge liegt. Für die Berechnung im Programm wurde der Maximalwert bei Nulldurchlass verwendet. Andere Verfahren zur Berechnung der Radialkräfte in Spiralgehäusen [30] bleiben vorerst unberücksichtigt und werden in Zukunft implementiert.

4.3. Gewichtskräfte

Auch wenn der Anteil der Gewichtskraft an den wirkenden Axial- und Radialkräften recht gering ist, wird diese in folgender Form berücksichtigt.

(9) $F_{g,x} = -m(g + a)\sin\alpha_w$
(10) $F_{g,y} = -m(g + a)\cos\alpha_w.$

Neben der Erdbeschleunigung *g* kann auch die Startbeschleunigung *a* des Trägers oder der Stufe berücksichtigt werden. Die Masse *m* wird anhand der gegebenen Abmessungen und Material für jedes Bauteil einzeln bestimmt.
Typischerweise werden Turbopumpen unter einem Winkel von 90° oder 270° verbaut, um einen Zulauf der Pumpen in Wirkungsrichtung der Beschleunigung zu ermöglichen. Seltener ist die Anordnung unter 0° oder 180° zu finden.

4.4. Kräfte aus Unwucht

Neben den eben beschriebenen stationären Kräften wirken auch dynamische Belastungen, deren Wirkrichtung und/oder Betrag sich im zeitlichen Verlauf stark ändern. Die meisten dieser Kräfte lassen sich nur schwer analytisch abschätzen, da in der Vorauslegung noch keine Daten über beispielsweise Resonanzfrequenzen oder Kavitationsverhalten vorhanden sind.
Für Kräfte, die durch Unwucht (Massenasymmetrie) entstehen, findet sich jedoch eine experimentell abgesicherte Faustformel für gut ausgewuchtete, schnell drehende Läufer [31] mit

(11) $F_{un} = (0{,}02 \ldots 0{,}04) d_2 m n^2.$

Für den Vorfaktor wurde im Programm der Wert 0,04 verwendet, wodurch die berechneten Unwuchtkräfte stark überschätzt werden. Die allgemeine Anwendung dieser Gleichung für die schnellrotierenden Bauteile in Raumfahrtantrieben ist nicht gänzlich geklärt.

5. PROGRAMMBESCHREIBUNG

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Programm erstellt, das die axialen und radialen Kräfte, die auf die Lager der Turbopumpe wirken, zu berechnen. Ausgehend von der Literaturrecherche in Abschnitt 3.1 konnte eine maximale Anforderung für die möglichen Konfigurationen abgeleitet werden. So ist es möglich auf einer Welle Inducer und bis zu drei Impeller für jeweils Brennstoff und Oxidator zusammen mit einer bis zu dreistufigen Turbine zu betrachten. Turbopumpen mit Getriebe werden nicht berücksichtigt.
Die Daten für die Kräfteberechnung können direkt aus den Auslegungsergebnissen ausgelesen werden. Die geometrischen Daten werden in Tabellen bereitgestellt oder können im Programm variiert werden. BILD 4 zeigt eine exemplarische Konfiguration mit allgemeinen axialen Positionen. Eine optische Überprüfung der Konfiguration ist durch ein parametrisiertes CAD-Model jederzeit möglich.

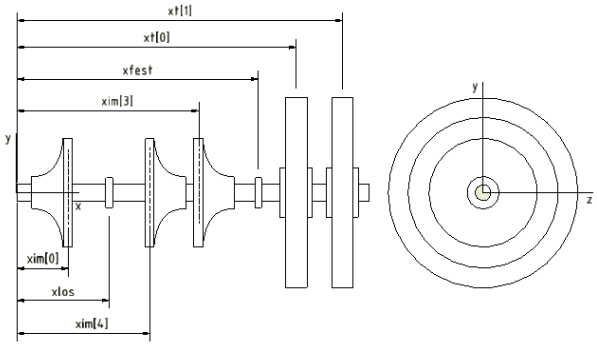

BILD 4. Exemplarische Konfiguration mit allgemeinen axialen Positionen

Für eine Abschätzung der Lagerkräfte unter Berücksichtigung der Unsicherheiten der Auslegung wurden die Eingabewerte für die Kräfteberechnung variiert. Dazu wurden ausgehend von den bekannten Werten Zufallszahlen generiert, die einer Normalverteilung unterliegen

(12) $f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2}.$

Die Berechnungen werden dann entsprechend der Anzahl der Zufallszahlen oft wiederholt und Mittelwerte berechnet.

Die geometrischen Daten, wie in BILD 4 dargestellt, werden nicht in dieser Form variiert. Für eine einfache Konfiguration einer Turbopumpe mit jeweils einer Stufe und einem Inducer werden beispielsweise 19 Parameter variiert.

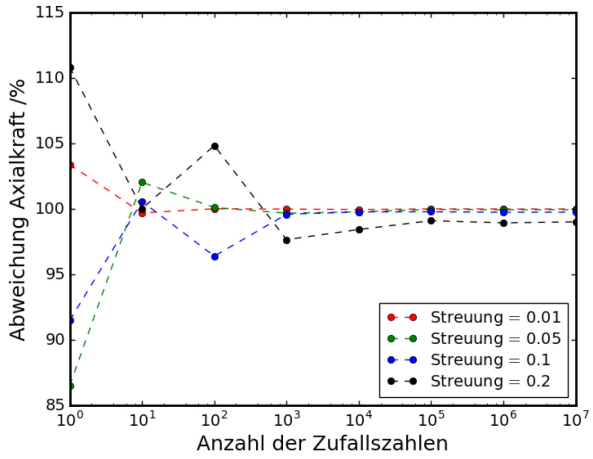

BILD 5. Auswirkung der Anzahl der Zufallszahlen auf den Mittelwert der Axialkraft, normiert mit dem Axialkraft bei Streuung = 0.01

In BILD 5 sind die Ergebnisse für den Mittelwert der resultierenden Axialkraft einer exemplarischen Turbopumpenkonfiguration abhängig von der Anzahl der generierten Zufallszahlen dargestellt. Zusätzlich wurden unterschiedliche globale Streuungen betrachtet. Bereits nach ca. hunderttausend Zufallszahlen ist die Schwankung des Ergebnisses ausreichend gering. Diese Einschätzung muss für andere Konfigurationen mit mehr Bauteilen überprüft werden, da dann entsprechend mehr Parameter variiert werden. Neben einer globalen Streuung kann auch für jeden einzelnen Eingabewert der Berechnung eine individuelle Streuung festgelegt werden. Dies ermöglicht eine bessere Berücksichtigung von unsicheren Auslegungswerten.

6. ERGEBNISSE

6.1. Variation des Rotationsfaktors k_0

Für die Berechnung der Axialkräfte nach Gleichung (4) wird der mittlere Rotationsfaktor $\bar{k}$ benötigt. Da in dem vorliegenden Fall vorerst ausschließlich nicht-durchströmte Radseitenräume betrachtet werden, kann der Rotationsfaktor ausgedrückt werden mit

$$(13)\ k_0 = \frac{1}{1+\sqrt{\dfrac{\frac{1}{\cos\delta_W}\left[\left(\frac{r_W}{r_2}\right)^5-\left(\frac{r_i}{r_2}\right)^5\right]+5\frac{t_{ax}}{r_2}\left(\frac{r_W}{r_2}\right)^4}{\frac{1}{\cos\delta_R}\left[1-\left(\frac{r_i}{r_2}\right)^5\right]+5\frac{t_{ax}}{r_2}\left(\frac{r_i}{r_2}\right)^4\left[1+\frac{r_W-r_i}{t_{ax}}\tan\delta_W-\frac{r_2-r_i}{t_{ax}}\tan\delta_R\right]}\left(\frac{c_{f,w}}{c_{f,R}}\right)}}}.$$

Wenn die Winkel δ zwischen Rad- und Gehäuseseitenwand vernachlässigt werden und r_i klein ist im Vergleich zu dem Impellerradius r_2, dann vereinfacht sich Gleichung (13) zu

$$(14)\ k_0 = \frac{1}{1+\left(\frac{r_w}{r_2}\right)^2\sqrt{\left(\frac{r_w}{r_2}+5\frac{t_{ax}}{r_2}\right)\frac{c_{f,w}}{c_{f,R}}}}.$$

Das Verhältnis der Wandreibungskoeffizienten c_f wird meist zu eins, da identische Materialien und Bearbeitungen verwendet werden. Beide Gleichungen für k_0 wurden aus Gülich [24] entnommen.

Damit ist k_0 nur vom Abstand der Radseitenräume t_{ax} und dem Radius des Spiralgehäuses r_w abhängig. Um die Einflüsse von beiden Werten auf k_0 und damit auch auf die resultierende Axialkraft beurteilen zu können, wurde r_w, wie in BILD 6 gezeigt, in einem sehr weiten Bereich variiert. Die Empfehlung von Gülich [24] lautet hierbei $(r_w-r_2)/r_2$ = 0,7…1%. Ob sich diese Empfehlung für Drehzahlen, wie in Turbopumpen üblich, und für kryogene Medien umsetzen lässt, ist noch offen. Bei größerem Abstand zwischen Impeller und Gehäuse sinkt der Faktor k_0 und die Axialkraft steigt. Ab einem gewissen Abstand stellt sich eine gekoppelte Radseiten- und Hauptströmung ein. Meist wird dann für diese offenen Radseitenräume mit einem Rotationsfaktor von 0,5 gerechnet.

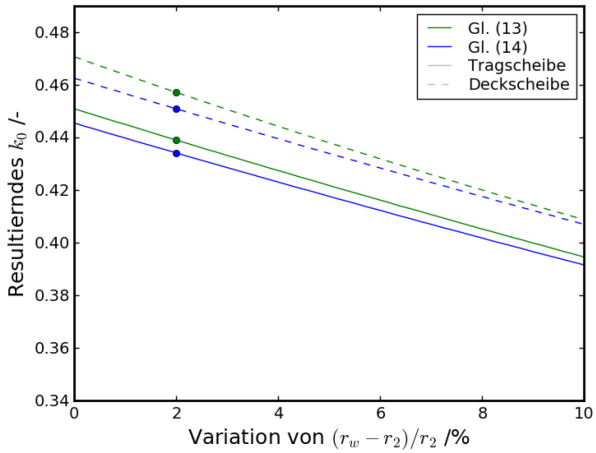

BILD 6. Betrachtung des Rotationsfaktors bei Variation von r_w.

Die Unterschiede zwischen Trag- und Deckscheibe resultieren aus den unterschiedlich gewählten Abständen t_{ax}. Die Abweichungen in den Ergebnissen für Gleichung (13) und (14) lassen sich durch die Lage der Deckscheibe erklären, welche aus Auslegungsgründen meist unter einem Winkel verbaut ist. Die hier betrachtete Konfiguration, mit den Kreis-Symbolen dargestellt, liegt außerhalb des von Gülich empfohlenen Bereichs. Um Berührungen zu vermeiden, wurde dieser Abstand gewählt.

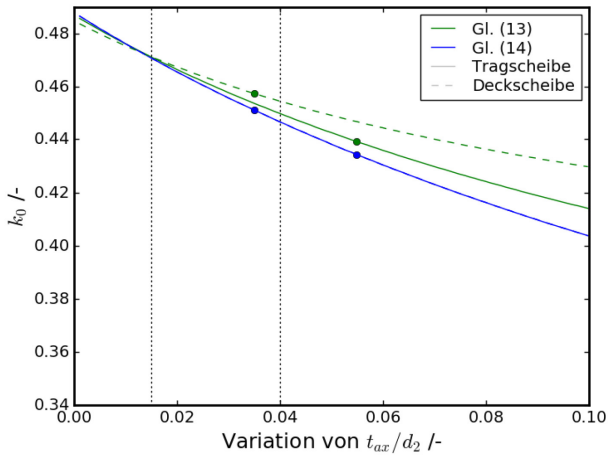

BILD 7. Variation des Abstands zwischen Radseiten- und Gehäusewand.

Ähnlich wird nun bei der Variation von t_{ax} verfahren. Das resultierende k_0 ist in BILD 7 dargestellt. Der Trend ist ähnlich wie bei der vorherigen Betrachtung. Ein größerer Spalt führt zu einem geringeren Rotationsfaktor und die Kraft auf die Seitenfläche vergrößert sich. Die Ergebnisse für Gleichung (14) sind hier identisch, da für Deck- und Tragscheibe eine gleiches r_w gilt. Mit den Kreis-Symbolen in der Grafik ist wieder die vorab gewählte Konfiguration gekennzeichnet. Für die Deckscheibe liegt diese innerhalb des empfohlenen Bereichs, der mit gestrichelten Linien markiert ist. Die Tragscheibe liegt leicht darüber. Dies wurde gewählt, um entsprechend Bauraum für Dichtungen und gegebenenfalls eines Axialschubausgleichssystems zu lassen.

6.2. Lagerkräfte der Grundkonfiguration

Für die Ergebnisse in diesem Abschnitt wird nun ein konkretes Beispiel betrachtet. In den grundlegenden Analysen aus dem vorangegangen Abschnitt wurden schon geometrische Daten von dieser Konfiguration zur Berechnung verwendet. Es wird die LOx Turbopumpe für das Trägersystem aus TAB 1 untersucht.

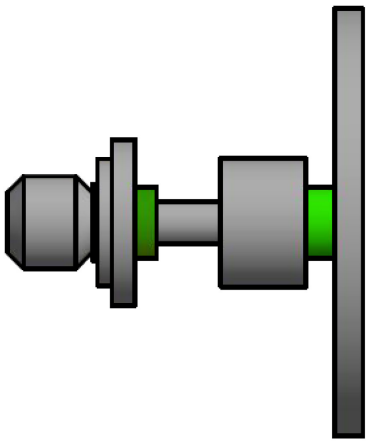

BILD 8. Schematische Darstellung der KonRAT LOx-Turbopumpe für eine Oberstufe in Konfiguration (a)

In BILD 8 ist diese Turbopumpe schematisch dargestellt. Von links nach rechts befinden sich auf einer Welle, der Inducer, der Impeller, ein Festlager, die Dichtungseinheit, ein Loslager und eine Turbine. Die Lager sind in Konfiguration (a) aus BILD 1 angeordnet. Die Auslegungsdetails für die Pumpen und Turbine sind in Veggi et al. [15] beschrieben und stehen detailliert für diese Berechnungen zur Verfügung. Die Maße für Lager, Dichtung und Welle wurden anhand von Überschlagsrechnungen und Erfahrungswerten abgeschätzt.

Entsprechend der Empfehlung aus Abschnitt 5 wurde mit einer Einstellung von hunderttausend Zufallszahlen und einer globalen Abweichungen zu den Eingabewerten von 20% gearbeitet. Diese starke Abweichung ist sicherlich sehr konservativ gewählt, kann jedoch als Szenario für den schlecht möglichsten Fall genutzt werden.

Die beiden Lager werden getrennt voneinander betrachtet. In dem vorliegendem Fall ist das Festlager der Pumpe zugeordnet, das Loslager der Turbine. Eine umgekehrte Festlegung ist ebenso möglich.

In BILD 9 sind die Werte der wirkenden Lagerkräfte auf das Festlager dargestellt. Die Ergebnisse sind alle mit dem Mittelwert der Axialkraft normiert. Die breite Streuung der Axialkraft resultiert hauptsächlich aus den vielen Eingabeparametern, die variiert werden. Es können rechnerisch sogar Werte mit negativen Vorzeichen auftreten. Dies würde eine Lastumkehr im Lager bedeuten. Ein häufiger Lastwechsel würde eine starke Belastung für das Lager darstellen und die Lebenszeit einschränken. Daher sollten diese Fälle unbedingt vermieden werden.

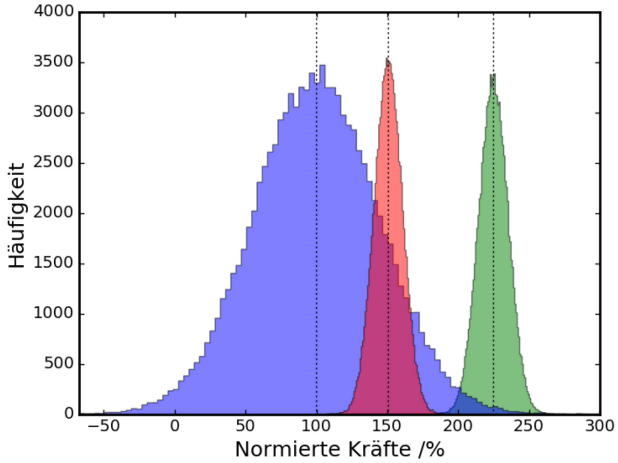

BILD 9. Kräfte auf Festlager, in blau die Axialkräfte, in grün die gesamte Radialkräfte und in rot der statische Anteil der Radialkräfte

In BILD 9 sind neben den Axialkräften zwei Arten von Radialkräfte dargestellt. Die reine statische Radialkraft (rot), die hauptsächlich durch das Spiralgehäuse verursacht wird, liegt in der Größenordnung der Axialkraft. Dies führt zu einer guten Krafteinleitung im Lager, wenn beispielsweise Schrägkugellager verwendet werden. In grün ist die gesamte wirkende Radialkraft dargestellt, also die Summe aus den Anteilen der bereits gezeigten statischen und den dynamischen Kräften.

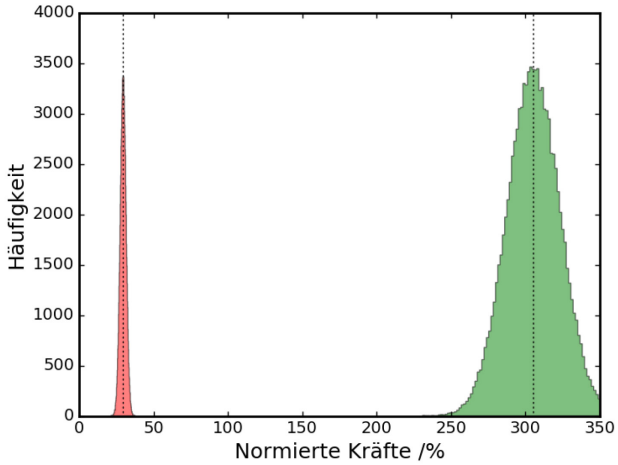

BILD 10. Kräfte auf das Loslager, in grün die gesamten Radialkräfte und in rot der statische Anteil der Radialkräfte, normiert mit der Axialkraft des Festlagers.

Im Loslager ist der Anteil der dynamischen Kräfte sehr hoch, wie in BILD 10 dargestellt. Diese stammen aus der angenommenen Unwucht der Turbinenscheibe nach Gleichung (11). Die hohe Drehzahl und der größere Durchmesser führen zusammen mit der Masse zu diesen Werten. Die Masse der Turbine wird, falls noch nicht bekannt, innerhalb des Programms abgeschätzt. Es wird

von einem konstanten Schubspannungsverlauf in der Turbinenscheibe ausgegangen. Daraus kann die Geometrie und damit die Masse berechnet werden.
In diesem Fall wurde von einer gleichförmigen Anströmung aller Turbinenschaufeln ausgegangen. Somit wirken kaum statische Radialkräfte auf das Loslager.

6.3. Variation von Parametern

Um die Möglichkeiten des Programms zu demonstrieren, werden in diesem Abschnitt die Lagerpositionen und die Ausrichtung der Turbopumpe variiert. Dabei wird jeweils von der Grundkonfiguration aus dem vorherigen Abschnitt ausgegangen und die Veränderungen durchgeführt.

6.3.1. Änderung der Lagerposition

Die Position der Lager beeinflussen die wirkenden Radialkräfte in den Lagern. Die Auswirkungen sind in BILD 11 dargestellt. Die jeweiligen Radialkräfte sind mit den Werten aus der Grundkonfiguration normiert. In grau sind die Bereiche, die bereits durch andere Bauteile belegt sind, gekennzeichnet.

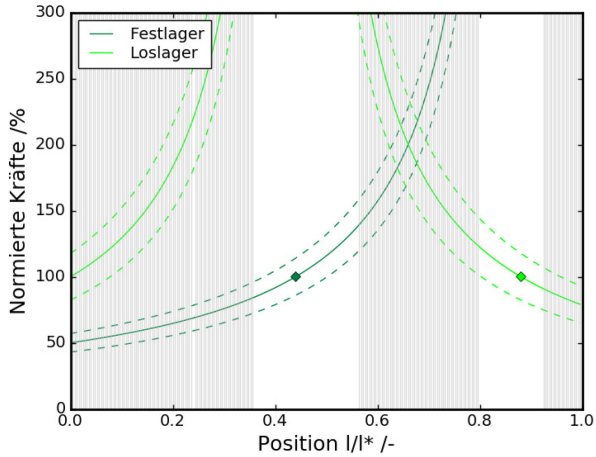

BILD 11. Radialkräfte aus Variation der Position eines Kugellager, das andere Kugellager wird an fester Position gehalten, siehe Symbole.

Zusammen mit den gemittelten Ergebnissen für die Radialkräfte, sind mit den gestrichelten Linien noch die Werte, die einer 3-σ Standartabweichung vom Mittelwert entsprechen, dargestellt. Die Verschiebung der Kugellager zeigt den erwarteten Trend, dass die Kräfte ansteigen, sobald der Abstand zwischen den Lagern verringert wird. Der Gradient ist jedoch veränderlich, so dass eine leichte Positionsveränderung bereits eine Verstärkung der Radialkraft zur Folge haben kann. Bereiche an denen geringere Kräfte zu erwarten wären, sind bereits durch Bauteile belegt oder würden außerhalb der vorhergesehenen Bauform liegen. Die Axialkraft ist von dieser Variation praktisch unbeeinflusst.

6.3.2. Ausrichtung der Turbopumpe

Turbopumpen werden häufig verbaut, so dass die Anströmung des Inducers und Impellers in Wirkungsrichtung der Gewichtskraft liegt. Wie bereits erwähnt, soll sich dies positiv auf die Kavitationsgrenze auswirken. Für den vorliegenden Fall muss daher die Turbopumpe unter einem Winkel von 270° montiert sein. Dies gilt für die hier gewählte Konvention, einem Winkel zwischen Wellenmittellinie und der Horizontalen, mit Drehpunkt am linken Wellenende. Wird nun der Winkel variiert, verändern sich auch die Kräfte, die auf die Lager wirken.
In BILD 12 sind diese Lagerkräfte dargestellt. Es erfolgte wieder eine Normierung mit den jeweiligen Kräften am Auslegungspunkt der Grundkonfiguration. Den Haupteinfluss auf die Ergebnisse hat nun die veränderliche Gewichtskraft.

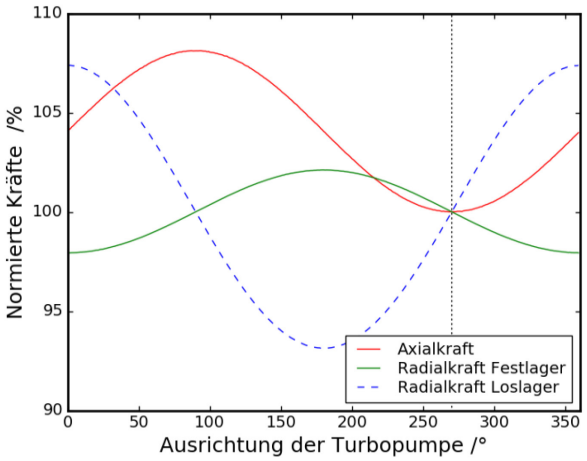

BILD 12. Wirkende Lagerkräfte bei Variation des Winkels zwischen Welle und Horizontale.

Zwar hat die Axialkraft im Auslegungspunkt, der mit der gestrichelten Linie gekennzeichnet ist, ihr Minimum. Jedoch lassen sich für die Radialkräfte günstigere Positionen zur Ausrichtung der Turbopumpe finden. Aus dem Plot kann nicht die optimale Position abgeleitet werden. Jedoch wird ersichtlich, dass der gewählte Winkel einen sehr guten Kompromiss darstellt.

6.4. Untersuchung von Lagerkonfigurationen

Die bisherigen Betrachtungen bezogen sich auf die Konfiguration (a), wie sie in BILD 8 dargestellt ist. Aus den schematischen Darstellungen in BILD 1 ist erkennbar, welche anderen Lageranordnungen ebenfalls möglich sind und in diesem Abschnitt betrachtet werden sollen.
Die Grundkonfiguration (a) hat den Nachteil, dass das Festlager in LOx arbeitet und das Loslager im Brennstoff. Die Kühlwirkung im Brennstoff kann eingeschränkt sein und es muss eine Qualifizierung der Lager einer Turbopumpe für zwei unterschiedliche Medien stattfinden.
In Konfiguration (a1) befindet sich das Loslager noch im Bereich des LOx, dafür rückt die Dichtung direkt an die Turbine. Die Lagerposition der Konfigurationen (b), (c) und (e) entsprechen den Konfigurationen aus der schematischen Darstellung. Bei den Konfigurationen (c) und (e), bei dem sich das eine Lager zwischen Inducer und Impeller befindet, hat eine Anpassung dieser Bauteile nicht stattgefunden, sondern es wurde weiterhin mit der Auslegung aus (a) gerechnet.
In TAB 2 sind die Werte für die Lagerkräfte für die unterschiedlichen Konfigurationen zusammengefasst. Es zeigt sich wieder, dass bei geringerem Abstand der Lager die Kräfte ansteigen und entsprechend bei größerem Abstand sich verringern.
Neben dieser reinen Betrachtung der Kräfte sind bei der Auswahl der Lagerkonfiguration noch weitere Aspekte zu beachten, beispielsweise die schon erwähnte Kühlbarkeit der Lager, Montierbarkeit und natürlich die vielfältigen Aspekte der Rotordynamik.

	Konfigurationen				
Kräfte in %	(a)	(a1)	(b)	(c)	(e)
Festlager statisch	100	124	97	85	85
Festlager dynamisch	100	543	90	88	97
Loslager statisch	100	220	85	22	26
Loslager dynamisch	100	220	72	71	99

TAB 2. Radialkräfte bei unterschiedlichen Lagerkonfigurationen.

7. ZUSAMMENFASSUNG

Zur Berechnung der Lagerkräfte in Turbopumpen von Flüssigkeitsraketenantrieben wurde ein Programm erstellt. Dieses ist für die meisten Turbopumpenkonfigurationen anwendbar. Dies wurde anhand einer intensiven Literaturrecherche über Turbopumpenbauweisen bestätigt. Die Funktionsweise des Programms und Ergebnisse wurden anhand einer LOx-Turbopumpe für ein Oberstufentriebwerk diskutiert. Die Ergebnisse werden von zwei Bereichen beeinflusst. Zum einen hängen die Eingabewerte für das Programm von der Qualität der Auslegung der hydraulischen und aerodynamischen Komponenten ab, zum anderen von der Gültigkeit und Präzision der verwendeten Gleichung zur Abschätzung der wirkenden Kräfte. Beiden Unsicherheiten wurde mit der Generierung von Zufallszahlen um die Eingabewerte mit einer vorgegebenen Streuung Rechnung getragen. Die Streuung kann in Zukunft individuell angepasst werden und trägt so zur Verbesserung der Genauigkeit der Ergebnisse bei.
Die Eingabewerte werden durch jede Auslegungsschleife präziser. Dazu tragen parallel durchgeführte numerische Simulationen bei, aber auch geplante experimentelle Untersuchung einiger Komponenten innerhalb von KonRAT. Durch numerische Simulationen und Experimente lassen sich auch die verwendeten empirischen Gleichungen überprüfen und gegebenenfalls weiter anpassen.

Die vorgestellten Betrachtungen stellen nur einen Bereich bei den Untersuchungen zu Sekundärsystemen dar und sind nur ein Aspekt bei der Auswahl der Turbopumpenkonfiguration. Hinsichtlich der Lagerkräfte sind mehrere Punkte zu benennen, die einen starken Einfluss auf die Ergebnisse und die Konfigurationen haben, jedoch hier noch nicht berücksichtigt wurden:

- Berechnung von Radseitenraumkräften unter Berücksichtigung von Durchströmung der Dichtungen
- Anpassungen durch Axialschubausgleich
- Betrachtungen außerhalb des nominalen Betriebspunkt
- Steifigkeiten von Kugellagern aufgrund der Kräfteverteilung
- Berücksichtigung von rotordynamischen Effekten

Arbeiten zu diesen Punkten finden bereits statt. Eine Einbindung und lose Kopplung von Programmen zur Berechnung von Lagersteifigkeiten und beziehungsweise rotordynamischen Eigenfrequenzen der Turbopumpe wurden bereits umgesetzt und getestet.

Die Sekundärsysteme bleiben eine Schnittstelle zwischen den Disziplinen, die an der Turbopumpenauslegung arbeiten, und tragen zu Verbesserung des Systems bei.

DANKSAGUNG

Diese Arbeit wurde im Rahmen des bayerischen Luftfahrtforschungs- und Technologieprogramms Verbundvorhaben KonRAT: “Komponenten von Raketen-triebwerken für Anwendungen in Transportsystemen der Luft- und Raumfahrt” innerhalb des Ludwig Bölkow Campus unter dem Förderkennzeichen: LABAY83E durchgeführt. Die gute Zusammenarbeit mit allen Projektpartnern sei hier dankend erwähnt.

LITERATUR

[1] D*emyanenko, Y.; Dmitrenko, A.; Rachuk, V.; A.Shostak; Minick, A.; Bracken, R. & Buser*, M. Single-shaft turbopumps in liquid rocket engines *42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2006.

[2] *Lekeux, A.; Parker, J.C. & Mansouri, J.* From Qualification to 4th year of exploitation: HM7B on Ariane 5 ECA, *AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2009

[3] *Marchal, N.; Caisso, P.; Alliot, P. & Souchier, A.* Dry lubrication applied to the HM7 engine hydrogen bearing *Journal of Propulsion and Power*, 1992, 8, 968-970

[4] *Kojima, M.; Kurosu, A.; Uchiumi, M.; S.Takada; Noda, K. & Mizuno, T.* Progress report on preliminary design of the LE-X turbopump *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit,* 2011.

[5] Rocketdyne Propulsion & Power. Space Transportation System Training Data. Space Shuttle Main Engine Orientation, 1998.

[6] *Johnsson, R.; Brodin, S.; Ekedahl, P.; Helmers, L. & Hogstrom, J.* Development of hydrogen and oxygen pump turbines for Vinci engine *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit,* 2002

[7] *Koschel, W.* Skript: Turbomaschinen für LRE's. *DLR interner Bericht*, 2016.

[8] *Kamijo, K.* Research and Development of Rocket Turbopumps, *Tohoku University Press*, 2013

[9] *Bielstein, R. E.*; Stages to Saturn *NASA Monograph, SP-4206*, 1996

[10] *Demyanenko, Y.; Dmitrenko, A.; Ivanov, A. & Pershin, V.* Turbopumps for gas generator and staged combustion cycle rocket engines *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit,* 2005

[11] Mitsubishi LE-7A OTP, Wikimedia [online] https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Mitsubishi_LE-7A_OTP(Liquid_Oxygen_Turbopump)_at_Kobe_International_Conference_Center_20150704.JPG [Zugriff am: 02. September 2016], 2015

[12] Mitsubishi LE-7A FTP, Wikimedia [online], https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Mitsubishi_LE-7A_FTP(Liquid_Hydrogen_Turbopump)_at_Kobe_International_Conference_Center_20150704.JPG [Zugriff am: 02. September 2016], 2015

[13] *Holmedahl, K.* Analysis and testing of the Vulcain 2 LOx turbine blades for prediction of high cycle fatigue life
36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2000

[14] *Fayolle, P.; Nguyen Duc, J. N.; Pouffary, B. & Dehouve, J.* Progress Status of TPX LH2-Turbopump Demonstration Program
44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2008

[15] *Veggi, L.; Pauw, J. D.; Wagner, B.; Godwin, T. & Haidn, O.* Numerical and experimental activities on liquid oxygen turbopumps
5th Conference on Space Propulsion, 2016

[16] *Wagner, C.; et al.*; Rotordynamic effects in turbo-pumps for space propulsion systems; first minimal models and experimental validation
5th Conference on Space Propulsion, 2016

[17] *Kurokawa, J.; et al.;* Axial thrust behavior in LOx-pump of rocket engine
Journal of Propulsion and Power 1994, 10, 244-250

[18] *Deeken, J.; et al.;* LUMEN: Zyklusanalyse eines Expander-Bleed Triebwerksdemonstrators für den Prüfstandsbetrieb
Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 2016

[19] *NN;* Turbopump systems for liquid rocket engines
NASA Monograph, SP-8107, 1974

[20] *Maeding, C.; Souverein, L.; Hummel, D.; Koenigbauer, S.; Wagner, A. & Alting, J.;* A preliminary design study for an expander LOX turbopump
6th European Conference for Aeronautics and Space Sciences, 2015

[21] S*ouverein, L.; Maeding, C.; Aichner, T.; Ivancic, B.; Wagner, A. & Frey, M.* Design and tool anchoring for a 120kN expander cycle rocket engine LOx turbopump
6th European Conference for Aeronautics and Space Sciences, 2015

[22] *Chavagnac, C. & Laporte-Weywada, H.* The suborbital space tourism project of EADS Astrium
45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, 2009

[23] *Magniant, S.; Dutheil, J.-P. & Motomura, T.* 2MW LOx/methane turbopump demonstrator, reusable and designed to-safety, passed through test
5th Conference on Space Propulsion, 2016

[24] *Gülich, J. F.* Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb
Springer Verlag, 2010

[25] *NN* Liquid rocket engine turbopump inducers *NASA Monograph, SP-8052,* 1971

[26] *Dorney, D. J.; Marcu, B.; Tran, K. & Sargent, S.* Calculation of turbine axial thrust by coupled CFD simulations of the main flow path and secondary cavity flow in an SLI LOx turbine
39th AIAA/ASME/SAEI/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2003

[27] *Sutton, G. P.; Biblarz, O.* Rocket propulsion elements.
John Wiley & Sons, 2014

[28] *Sutton, G. P.* Turbopumps, a historical perspective
42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2006

[29] *Hupfer, A.* Konstruktionsaspekte bei Flugantrieben. *Vorlesungsskript TU München*, 2016.

[30] *Domm, U. & Hergt, P.* Radial forces on impeller of volute casing pumps
Proceeding of the Symposium on Flow Research on Blading, 1970

[31] *Sigloch, H.* Strömungsmaschinen. Grundlagen und Anwendungen. *Hanser Verlag, München*, 2013.

[32] *Stepanoff, A. J.* Radial- und Axialpumpen. Theorie, Entwurf, Anwendung. *Springer Verlag*, 1957