

2.2 Der Start



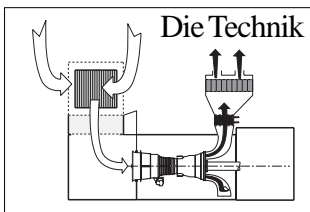
Auch was den Start anbetrifft, können wir uns an Erfahrungen mit unserem Auto orientieren. Immer wieder kann man lesen, wie ein Start bei Kälte besonders zum Verschleiß des Motors beiträgt. Es gibt aber Vorgehensweisen die Schädigungen minimieren. Sicher nicht empfehlenswert ist, dem noch kalten Motor Höchstleistung abzufordern. Viele Starts mit kurzen Fahrzeiten, in denen der Motor nicht auf Betriebstemperatur kommt, sind dem Wohlergehen des Motors abträglich. Typisch sind die kurzen Fahrten zum und vom Arbeitsplatz. Es kommt z.B. zur Ansammlung von Kondenswasser im Öl mit einem erheblichen Schadenspotenzial. Wir sehen also, wie wichtig eine optimale Start- und Aufwärmphase für einen problemlosen Betrieb ist. Unsere Gasturbine reagiert besonders sensibel auf die Startphase, die deshalb genauer betrachtet werden soll.

Der richtige Start einer Gasturbine ist von entscheidender Bedeutung für deren **Lebensdauer, Haltbarkeit und Zuverlässigkeit**. Grundsätzlich sind die Vorschriften sowie die vom OEM empfohlenen Vorgehensweisen einzuhalten. Im Folgenden werden Einflüsse und Effekte erklärt, um die Vorgaben des OEM motivierter und sicherer anzuwenden.

Besonders zu beachten sind :

- Zeitlicher **Drehzahl- und Temperaturverlauf** bei Kaltstart und Warmstart.
- Zeitabstand zwischen **Abstellen und Neustart**.
- Maßnahmen nach **Startabbruch** bzw. **Startwiederholung**.

In Zweifelsfällen, d.h. wenn die Startvorschriften einen gewissen Entscheidungsspielraum lassen, sollte sich das Vorgehen an den Grundsätzen im Merksatz ausrichten:



Merksatz:

Temperatursteigerung möglichst langsam.

(z.B. die nach Vorschrift mögliche Verweilzeitspanne im Leerlauf voll nutzen).

Als unerwünscht gekennzeichnete Drehzahlbereiche zügig durchfahren.

(Jedoch kein unzulässig schnelles Beschleunigen vornehmen!)

Diese Empfehlungen haben natürlich triftige technische Hintergründe, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

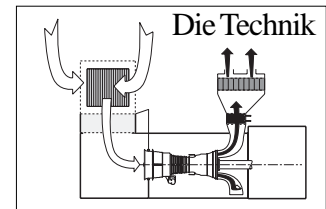
2.2.1 Der Startzeitpunkt

Schon der Startzeitpunkt ist **nicht beliebig wählbar**. Wichtig ist, dass ein eventuell vorgeschriebener, maschinenspezifischer **Mindest-Zeitabstand** zum vorherigen Abschaltzeitpunkt eingehalten wird. Dieser kann bei einer durchgewärmten Maschine im Stundenbereich liegen. In diesem Sinn bedeutet ein Startversuch keine Durchwärmung. Die Wartezeit ist notwendig, da in der Auskühlphase nach dem Abschalten in Verdichter und Turbine, als Folge thermischer Konvektion, temporäre Wellen- und Gehäuseverformungen auftreten können (Bild 2.2-1 und Bild 2.2-2). Während des Hochfahrens entwickeln sich im ungünstigen Fall gefährliche Vibrationen und **Anstreifvorgänge mit einer Schädigung der beteiligten Komponenten** (siehe Kapitel 2.4).

Potenzielle Folgen sind:

- Überhitzung der Turbine,
- Gewaltüberlastung der Beschaufelung,
- Festigkeitsabfall des Verdichterrotors (Querschnittsschwächung, Überhitzung),
- Schwingbrüche,
- Lagerschäden.

Beim Start tritt hinter der Brennkammer, d.h. in der Turbine, ein typischer zeitabhängiger Temperaturverlauf ein. Besonders auffällig ist die kurzzeitige **Temperaturspitze beim 'Zünden der Brennkammer'**. Diese Temperaturspitze kann von den Heißeilen im Gasstrom nur für kurze Zeit ohne merkliche Lebensdauerverkürzung ertragen werden. Wird diese Temperaturspitze fehlerhaft verstärkt, führt das zur Schädigung der Heißeilen. Für eine solche Überhitzung kann ein Pumpen des Verdichters (Bild 3.1.1-2) das Verhalten der Regler oder des Einspritzsystems, die Fehlfunktion der Überwachungssonden oder unzureichende **Drainage** bei einem vorhergehenden Startversuch ursächlich sein.

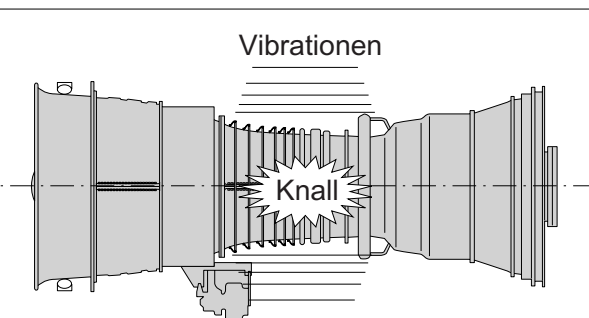


2.2.2 Der zeitliche Drehzahl- und Temperaturverlauf

Verhalten und Lebensdauer der Gasturbinenkomponenten wird in besonderem Maß vom instationären Betrieb beeinflusst. Zyklische Belastungen, wie Drehzahl- und Temperaturänderungen, treten in den Vordergrund.

In den Heiteilen der Turbine, aber auch im hinteren Verdichterbereich (Kompressionstemperaturen von mehreren 100 °C), treten während der Startphase hohe Temperaturgradienten zwischen Scheibenkranz und Scheibennabe auf (Bild 2.2-3 und 3.3-7).

So entstehen **Wärmespannungen** (Bild 2.2-4), die sich den fliehkraftbedingten **Scheibenbelastungen** berlagern. Die Wärmespannungen tragen so entscheidend zur lebensdauerbestimmenden niedrigzyklischen Belastung (engl. Low Cycle Fatigue = LCF, Bild 3.1.2.1-0) der Rotoren bei. In Rotoren moderner Gasturbinen kann die LCF-Lebensdauer der Scheiben einzelner Stufen begrenzt sein. Je mehr Zeit eine Scheibe für eine Durchwärmung bei relativ niedrigen Umfangstemperaturen hat, desto geringer ist der Lebensdauerverbrauch. Falls LCF die lebensdauerbestimmende Größe ist, kann der Startzyklus für den Rotor weit bedeutsamer sein als die darauffolgende Langzeitbelastung. Im stationären Betrieb herrscht ein vergleichsweise kleiner Temperaturunterschied zwischen Scheibenkranz und Scheibennabe. Das führt zu relativ niedrigen Wärmespannungen in der Scheibe. Besonders lebensdauerverzehrend sind **„Schnellstarts“**. Je schneller sich der Schaufelkranz beim Start aufheizt, umso höher sind die Zugspannungen in der Nabe. Ein solcher Vorgang kann einem Vielfachen an normalen Lebensdauerzyklen und einem langen Zeitraum stationären Betriebs entsprechen (siehe Kapitel 2.2.4).

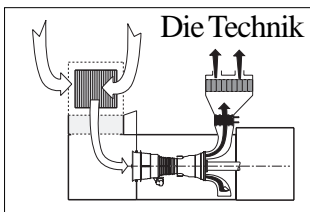


Beispiel 2.2-1: Beim **Hochfahren** einer größeren „Derivat-Gasturbine“ wurde eine merkliche Unwucht beobachtet, die zu Besorgnis Anlass gab. Plötzlich trat ein lauter Knall auf und die Gasturbine lief äußerst ruhig, d.h. ohne merkliche Unwucht.

Die Erklärung des Betreibers war, dass offenbar eine **Rotorverkrmmung** im Stillstand vorlag (Bild 2.2-2). Diese hatte zu einem **Versatz von**

Flanschen und/oder Zentrierbunden geführt. Beim Hochfahren wurde die **Verspannung durch die unwuchtbedingten Vibrationen gelöst**. Die Rotorkomponenten „schnappten“ wieder in ihre richtige Lage zurück.

Dieses Beispiel sollte jedoch nicht dazu animieren, das schädigende Potenzial von Unwuchten in der Startphase zu unterschätzen. Hier ist genau darauf zu achten, was der Hersteller an Unwuchten bzw. Beschleunigungen beim Startvorgang und Hochfahren zulässt. Besser ist, vorbeugend die vom OEM vorgeschriebenen Regeln für das Abstellen und einen Wiederstart zu beachten (siehe Bild 2.2-2). Die Situation ist dann besonders problematisch, wenn der Rotorbow auf Grund eines verklemmten Versatzes nicht mehr zurück geht und mit einer dynamischen Überlastung zu rechnen ist..



2.2.3 Das Betriebsverhalten in der Startphase.

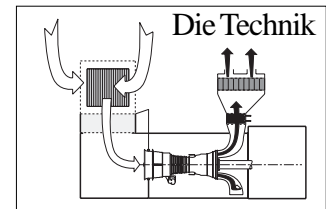
Für das Betriebsverhalten in der Startphase spielt die Temperatur- und Drehzahlabhängigkeit der **Dichtspalte im Bereich der Schaufelspitzen** (Spitzenspalt, Bild 3.1.2.4-1) und der **Labyrinth** (Bild 3.1.2.4-5) eine wichtige Rolle.

Ungünstige Startabläufe können zeitweise zu großen Spalten und damit entsprechend großen Leckverlusten führen (Bild 3.1.1-3). Mögliche Folge sind problematische bzw. gefährliche Betriebszustände wie **Leistungsloch**, Stall bei teilweisem **Pumpen**/Surge (Bild 3.1.1-2), bei vollkommenem **Strömungsabriss** im Verdichter und/oder Überhitzungen in den Heißeilen. Zur Vermeidung von Strömungsabrissen bieten sich Abblasventile im Verdichterbereich an. Die Ventile sorgen mit einer zeitweisen Luftentnahme für einen betriebsgünstigen Druckverlauf. Eine Fehlfunktion solcher **Abblasventile** kann unzulässige Schwingungen der Verdichterbeschaufelung auslösen. Ermüdungsschäden mit Schaufelbruch sind die Folge.

Zu schnelle Beschleunigung der Gasturbine kann typabhängig zum **Pumpen** des Verdichters oder einem **„Hängenbleiben“** des Rotors (beschleunigt nicht) führen. In diesem Fall ist trotz erhöhter Kraftstoffzufuhr ein notwendiger Drehzahlanstieg nicht zu erreichen. Dies bedeutet bei erhöhter Kraftstoffmenge eine verminderte Luftmenge für Verbrennung und Kühlung mit der Gefahr **extremer Temperaturen** und entsprechender Schäden im Heißeilbereich, insbesondere der Turbinenbeschaufelung. Andererseits ist ein unvorschriftsmäßig **zu langsames Hochfahren** ebenfalls problematisch. Möglicherweise gibt es Rotor-drehzahlen, bei denen Komponenten zu hochfrequenten Schwingungen (Resonanzen) angeregt werden. Damit besteht die akute Gefahr von Schwingerermüdungsschäden im HCF Bereich.

Merksatz:

**1 Normalstart entspricht
dem Lebensdauerverbrauch
von
ca. 10 - 50 Betriebsstunden**

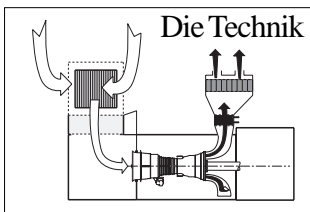


2.2.4 Die Anzahl der Starts.

Die Anzahl der Starts ist eine wichtige lebensdauerbestimmende Größe (Bild 2.2-4). Falls hierdurch Lebensdauerbeschränkungen einzelner Rotorteile gegeben sind, sollte geprüft werden, ob bei einer besonders "sanften" Startprozedur vom OEM einer entsprechend **verlängerten Lebensdauer** zugestimmt werden kann.

Nicht nur **Rotorscheiben**, auch **Turbinenschaufeln** unterliegen in der Startphase infolge hoher Temperaturgradienten einer niedrigfrequenten Ermüdung, der sogenannten **Thermoermüdung** (Bild 3.3-16). Falls es sich um eine einzelne sehr kurzzeitige Überhitzung, etwa durch eine "Stichflamme", handelt, spricht man auch von einem "**Thermoschock**". Schadensmerkmale an der Turbinenbeschaukelung ermöglichen dem Fachmann die Identifikation dieser Belastungsart. Interessant ist die besonders hohe **Thermoermüdungsbelastung der Innenzone gekühlter Bauteile** (Bild 3.3-14).

Der allgemeine Trend der Technik, insbesondere im Gasturbinenbau, führt zu immer höheren Komponentenbelastungen. Eine akzeptable Lebensdauer erfordert die **Einführung neuester Technologien**. Typische Beispiele sind Wärmedämmschichten (Bild 3.2.3-5), Einkristallschaufeln (Bild 3.3-4), Bürstendichtungen (Bild 3.1.2.4-8) und optimierte Einlaufschichten (Bild 3.1.2.4-4). Um die benötigten Lebensdauern möglichst risikofrei zu erreichen, sollte bereits in der Beschaffungsphase (Kapitel 1) auf fundierte Erfahrungsnachweise zum erwarteten Betriebsverhalten neuer Technologien geachtet werden.



2.2.5 Startabbruch und Neustart

Kann man bei einem Startabbruch davon ausgehen, dass noch keine maximalen Bauteiltemperaturen erreicht wurden, muss normalerweise nicht mit einer dem Vollstart entsprechenden Lebensdauerbeeinflussung gerechnet werden.

Muss ein Start möglichst kurz nach einem Startabbruch wiederholt werden, ist auf vom OEM vorgeschriebene **Sonderaktionen** zu achten. Hierzu gehört die **Drainage** möglicherweise vorhandener Kraftstoffreste, die sich im unteren Brennkammerbereich angesammelt haben. Solche Kraftstoffreste können beim Neustart zu extremen örtlichen **Überhitzungen** des Brennkammerbereichs, aber auch der Turbine führen. Bei Gasturbinen kleiner Leistung besteht zusätzlich die Gefahr des **Durchgehens** (Überdrehzahl) der Maschine, besonders des Gaserzeugers, wenn der Regelbereich vom Restkraftstoff überfordert ist. Ein spontanes Rotorversagen (Bersten) ist dann nicht auszuschließen.

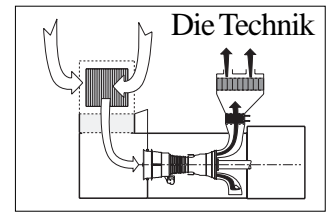
Es gibt in der Startphase auch andere Ursachen für örtliche Überhitzungen der Heißgasführung. In einem solchen Fall besteht der Verdacht einer **Fehlfunktion des Einspritzsystems** (z.B. Spritzbild der Düse).

Bild 2.2-1 und 2.2-2: Wärmedehnung kann zum zeitweisen Kontakt zwischen Rotor und Gehäuse führen. Im Stillstand (Bild 3.1.2.4-2) kann der **Rotor vorübergehend festsitzen** (klemmen). Die Berührung erfolgt an den Rotorscheaufelspitzen mit dem Gehäuse und/oder den Rotorabstandsringen (Bild 3.1.2.4-1), bzw. der Rotortrommel mit den Leitschaufeln. Das ist in der ersten Betriebsphase nach der **Neuinbetriebnahme** eher wahrscheinlich. Zu diesem Zeitpunkt sind die Spiele noch nicht eingeschliffen. Sitzt der Rotor nach dem Abstellen kurzzeitig fest, muss es sich um **kein bleibendes Problem** handeln. Wenn das Handbuch es nicht anders erlaubt, darf aber erst bei **wieder freiem Rotor gestartet** werden.

Ein weiterer, möglicherweise überlagerter Effekt ist eine **Rotorverkrümmung** (engl. rotorbow, Bild 2.5-3). Ein solcher Verzug ist auf eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Rotor zurückzuführen. Die ungünstige Temperaturverteilung entsteht, weil im Stillstand die warme Luft im Gaskanal aufsteigt (A). Die Rotoroberseite wird wärmer. Sie dehnt sich thermisch stärker und verbiegt so den Rotor (B). Ein solcher Zustand kann je nach Gasturbinentyp (z. B. Derivat oder Heavy Frame) im Stillstand erst nach Stunden eintreten und

entsprechend lange anhalten. Wenn eine solche Gefahr besteht, sollte der OEM die **notwendigen Wartezeiten** (Bild unten) bis zum möglichen Neustart angeben. Wird diese Zeit nicht eingehalten, kann es zu schweren **Vibrationen und unzulässig starkem Anstreifen** mit Rotor- und/oder Schaufelschädigung kommen. In einem solchen Fall besteht die **Gefahr der Selbstverstärkung**: Beim Anstreifen wird der Rotor örtlich aufgeheizt und biegt sich noch stärker durch. Im Extremfall kann der Rotor durchgeschliffen bzw. extrem überhitzt werden.

Konzentriert sich der Verzug des Rotors auf einen **Versatz der Flansche und/oder der Passsitze** kann es zu einem besonderen Symptom kommen. In diesem Fall wird beim Hochfahren der Maschine anfangs eine deutliche Unwucht beobachtet. Die Vibrationen verschwinden jedoch plötzlich, möglicherweise mit einem Knall. Dieser Vorgang erklärt sich aus einer erneuten Zentrierung durch Setzen von Flanschen, Anlagen und Zentrierungen (siehe Beispiel 2.2-1). Dieses Ereignis dürfte bei Rotoren mit zentralem Spannbolzen (Bild 2.1-7) eher zu erwarten sein, als bei außen verschraubten oder verschweißten.



! Ein im Stillstand klemmender Rotor ist immer ein Warnzeichen! Oft hilft warten.

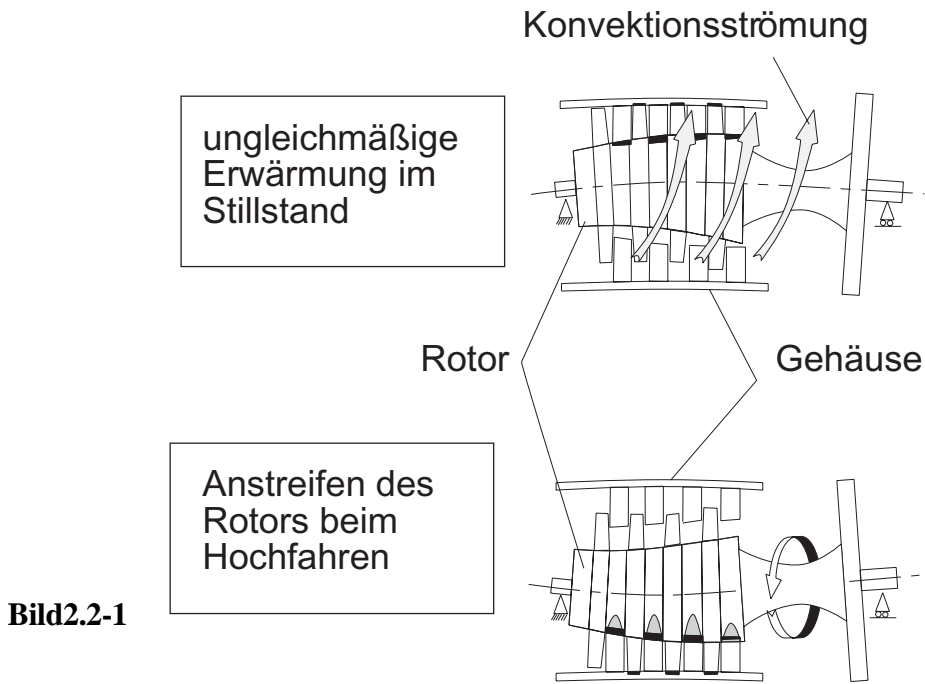


Bild2.2-1

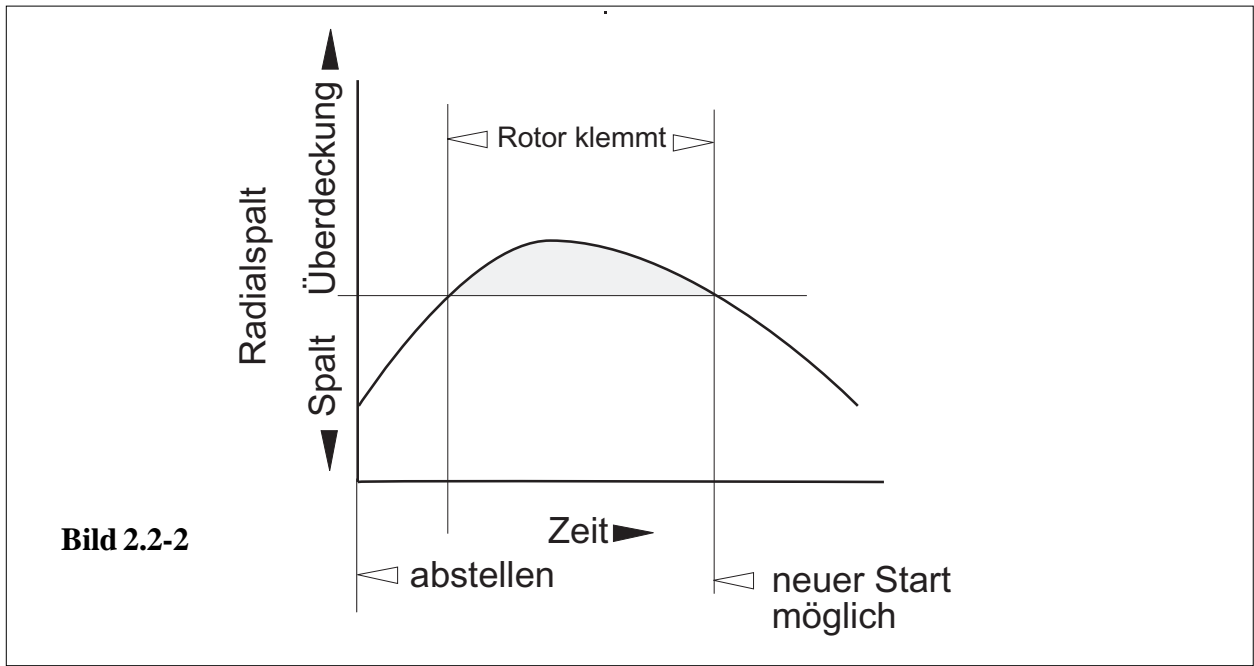
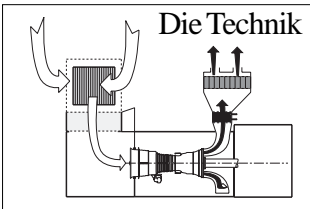


Bild 2.2-2



! Die kritische mechanische Beanspruchung einer Turbinenscheibe tritt während der Startphase im Nabenbereich auf.

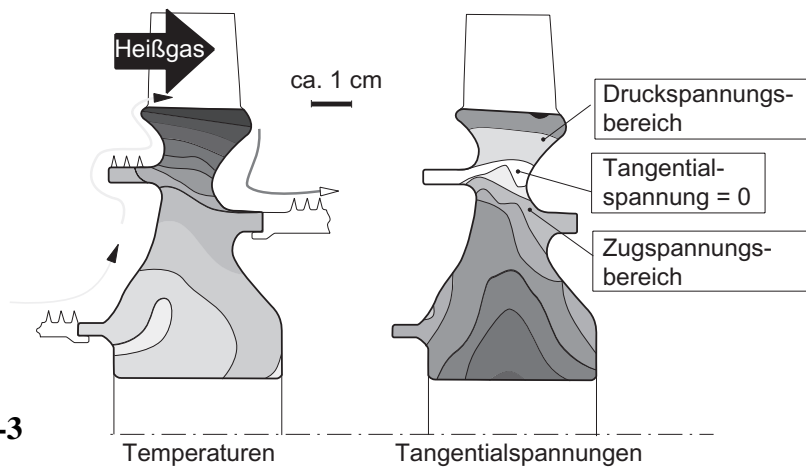


Bild 2.2-3

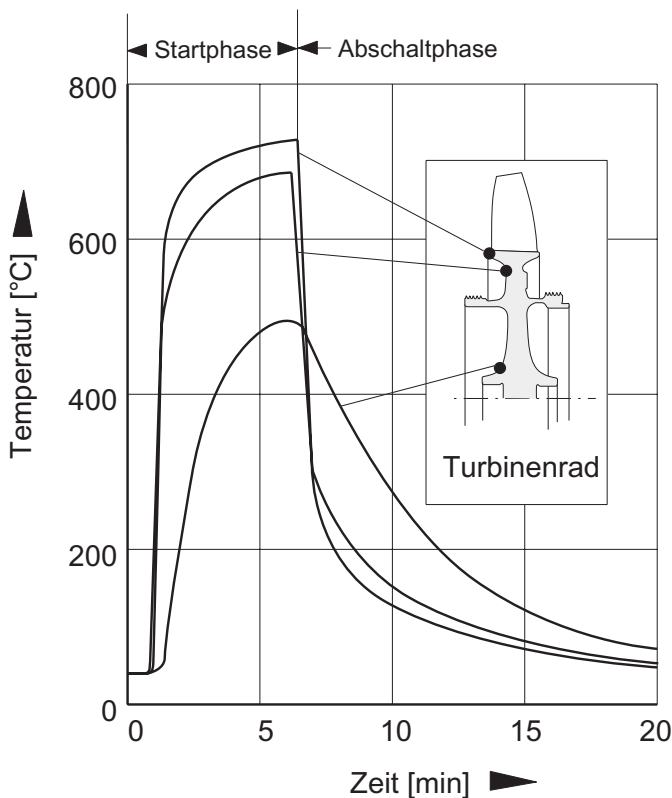


Bild 2.2-4

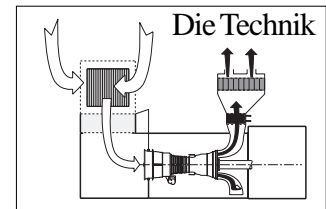
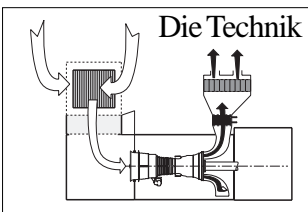


Bild 2.2-3 und 2.2-4: Turbinenräder sind in der **Startphase** besonders hoch beansprucht (Lit 2-4). Im oberen Bild ist der Querschnitt eines typischen **integralen Turbinenrads** dargestellt. Solche, in einem Stück gegossene Räder, werden gewöhnlich in Gasturbinen geringer Leistung, sog. Kleingasturbinen verwendet. Derartige integrale Bauteile werden sowohl für Turbine als auch Verdichter als **'Blisk'** bezeichnet. Der Begriff stammt vom englischen 'Bladed Disk'. Dargestellt ist die Temperaturverteilung (Skizze oben links) und Beanspruchung (Skizze oben rechts) im stationären Betrieb. In der Startphase sind die **mechanischen Belastungen der Nabe** besonders hoch. Die schnelle Aufheizung des **Radkranzes** erfolgt über die große heißgasbeaufschlagte Fläche der Schaufeln. Das erzeugt konstruktionsabhängig nach wenigen Minuten zwischen Nabe und Kranz einen besonders großen Temperaturunterschied mit entsprechenden **Gradienten** (Bild unten). Dieser bedeutet hohe Wärmespannungen. Im heißen Kranzbereich treten extreme Druckspannungen auf. Sie stehen mit Zugspannungen im Nabenbereich im Gleichgewicht. In der Nabe überlagern sie sich mit Zugspannungen aus der Fliehkraft. In diesem Zeitpunkt erfährt die Nabe eines Turbinenrads die höchsten Zugspannungen. Nahezu alle, wenn auch sehr selten auftretende, Turbinenscheibenschäden ereignen sich deshalb wenige Minuten nach dem Start. In diesem Zeitraum sollte sich das Bedienungspersonal nicht in der Turbinenradebene aufhalten (z.B. bei Einstellarbeiten).

Mit guter Näherung gilt:



15 °C Temperaturerhöhung bedeutet Halbierung der Kriechlebensdauer im Bereich der typischen Betriebstemperatur von Heißeilen.



! Erhöhte Startzahl und Leistung belasten eine Gasturbine überproportional.

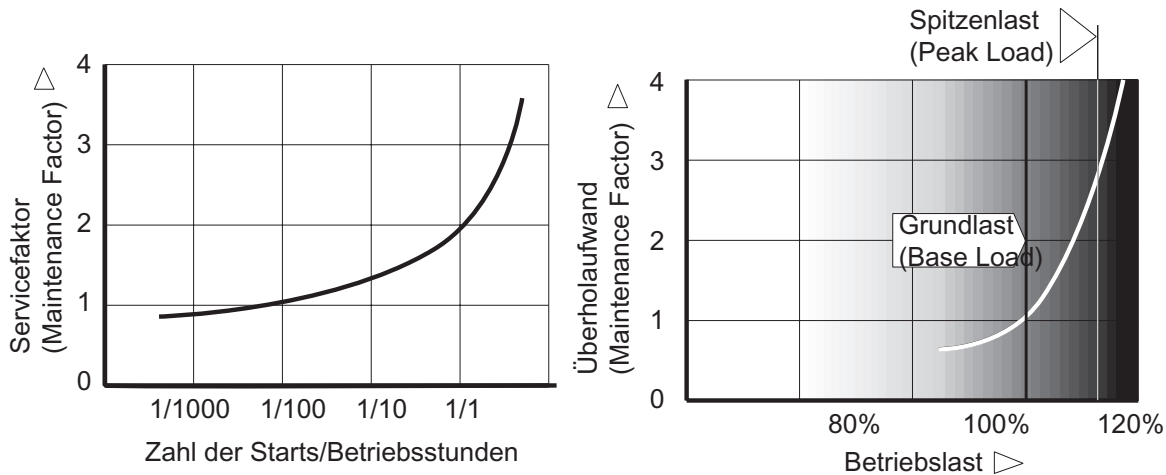


Bild 2.2-5

Bild 2.2-5: Der Überholaufwand (*Servicefaktor, Maintenance Factor*, Lit 2-5 und Lit 2-6) einer Gasturbine ist in erster Linie von der Beanspruchung der Heiteile abhängig (Skizze links). Besonders die Bauteiltemperatur ist lebensdauerbestimmend. So ist es verständlich, dass die Hochdruckturbinen (Bild 0-3) die Kosten besonders belastet.

Eine Temperaturerhöhung um ca. 15 °C bedeutet unter statischer Belastung, der sog. **Kriechbelastung** (Bild 2.3-2), eine **Lebensdauerhalbierung**. Bei zyklischer Belastung durch Wärmespannungen, der sog. **Thermoermdung** (Bild 3.3-16), werden die **zyklischen Spannungsspitzen von den örtlichen Spitzentemperaturen bestimmt. Oxidation und Heißgaskorrosion der Heiteiloberflchen sowie Gefgeschdigungen** sind ebenfalls deutlich temperaturabhängig.

Die Zahl der **Starts** macht sich besonders bei der **Thermoermdungsbelastung** und der zyklischen **Fliehkraftbeanspruchung** der Rotorkomponenten bemerkbar. Das obere Diagramm zeigt, wie bei gleicher Betriebsstundenzahl bzw. Lebensdauer, abhängig von der Start-

zahl, die Schädigung bzw. der Reparaturaufwand steigt.

Betrachtet man die abgegebene Leistung (Skizze rechts), d.h. indirekt die statische **Betriebsbeanspruchung**, ist in erster Linie **Kriechen** (Bild 2.3-1) als lebensdauerbestimmend anzusehen. In diesem Fall ist die bereits in Bild 2.2-5 genannte Beziehung gültig. Sie wird für den **Überholaufwand bei hohen Lastspitzen** durch die exponentiell ansteigende Kurve repräsentiert (Bild unten). Diese Problematik wird jedoch relativiert, wenn diese Spitzen im Vergleich zur Gesamtbetriebszeit nur selten und kurz auftreten.