

GT2008-50077

## LOW SPEED BALANCING FOR SUPERCRITICAL SHAFTING IN GAS TURBINES

Peter D. Hylton

Purdue School of Engineering & Technology  
Indiana University Purdue University Indianapolis

### ABSTRACT

Gas turbines are used for power generation with units in a range of sizes. They serve as power plants for both military and commercial aircraft. Demand is for faster, lighter engines, utilizing more advanced manufacturing processes. One of the means of meeting this goal is through use of longer, thinner, more flexible shafts which operate supercritically. Supercritical operation was once viewed as impractical, however, a number of today's production gas turbines operate in this mode. The shaft manufacturing process is optimal if the shaft balance procedure can be conducted at low speeds, rather than requiring a more expensive and complicated high speed balance process. The objective of the project described in this paper is to develop a systematic process for a low speed balance procedure, which, in conjunction with appropriate damping, would permit a high speed shaft system to transition through additional critical speeds and operate safely above them. The discussion includes research on analytical modeling and analysis of representative shaft systems to determine the optimum locations of the balance planes and outlines an analysis approach for predicting shaft responses.

Keywords: Balancing, Supercritical Shaft

### INTRODUCTION

Gas turbines continue to be an efficient and popular source of power for a variety of industries. They are used for power generation with units ranging from large [1] to microscopically small [2]. They also continue to be the mainstay of propulsion systems for aero-transportation, both military and commercial. Regardless of the application, there continues to be a move toward faster, lighter engines utilizing more advanced manufacturing processes [3]. It has long been recognized that one of the means of achieving these objectives was through the use of long, thin flexible shafts [4] which operate above their first flexible bending mode.

Although supercritical operation was once viewed as impractical, if not impossible, today a number of production gas turbines operate this way, including the T406 (V-22

Osprey military tilt-rotor aircraft), T700 (Apache military helicopter), T800 (Westland Lynx Helicopter), AE2100 (SAAB 2000 commercial aircraft), AE1107 (Military transport aircraft), and the 601K11 (industrial and marine power applications). All these engines are able to pass through, and operate above, their first critical speed, using a combination of rotor balance and system damping.

Traditionally, if a shaft and/or rotor system was to operate near its critical speed, the balancing approach that would be used was a high speed technique, requiring a powerful drive system, significant safety protection, and instrumentation to measure shaft deflection. This required complex and costly equipment specific to each shaft model. The data from multiple trial runs would be used to calculate influence coefficients that could then be used to determine balance corrections for multiple planes [5].

As gas turbine engine designs began to move to longer, smaller diameter high pressure core compressors, any shafting which went down the center of the core had to gain length and lose diameter, a combination destined to make the shafting more flexible, thus pushing toward supercritical operation. Supporting the use of long, low diameter rotors, a number of researchers have studied ways to balance flexible shafts. This includes a holospectrum approach by Liu [6] and modal balancing and influence coefficient techniques by Tan and Wang [7,8].

In order to control costs in production, there was a strong desire to find a way to perform the balance procedure at low speeds, where less expensive equipment and less involved balance procedures are typically used. Such a plan has been successfully utilized on shafts operating above one critical speed [9].

### BALANCE PROCEDURE

Let us briefly discuss how shafts and rotors are balanced, and why a low speed balance procedure is preferable to a high speed balance procedure. When a long, thin, flexible shaft runs at high speeds, it has a natural tendency to bend, or bow.

This tendency is most prominent at the critical speeds of the shaft. Critical speeds are the speeds at which a shaft's running speed is coincident with its natural frequency, sometimes called its resonant frequency. The rotating unbalance is an obvious excitation of that natural frequency, bringing about large responses. When running at low speeds, well below the first critical speed, even a very flexible shaft will behave as a rigid body, and show no signs of bending. Therefore, it is possible to effectively balance the shaft by making corrections in any two balance correction planes, which are frequently located at the two ends of the shaft. The inherent unbalance of the shaft, as it comes from manufacturing, is likely to be distributed along the length of the shaft. However, so long as the shaft operates at low speeds where it remains rigid, corrections at the two ends will sufficiently balance the shaft. This is shown in Fig. 1.

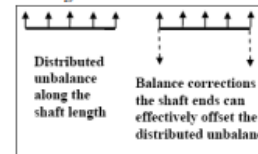


Figure 1. Balance corrections at two locations can effectively balance a shaft that remains rigid.

The fact that a shaft can be balanced at low speed means that standard, readily available balance machines can be used to rotate the shaft and calculate its needed unbalance corrections. These machines may not run any faster than 1000 rpm. However, if the shaft operates above its first critical speed, then it has to pass through a point of significant bending, during which the aforementioned two plane balance correction will be inadequate. This is represented in Fig. 2.

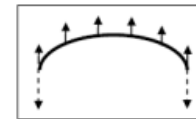


Figure 2. Once a shaft approaches its first critical speed, balance corrections at the ends will not adequately balance the shaft.

In order to effectively balance a shaft that must run at or above its first critical speed, the most effective approach is to add a third correction plane, in the center of the shaft. In order to determine how much of a balance correction to make at each of the three balance planes, the shaft should be rotated fast enough that it begins to assume the modal shape associated with the first critical speed. Trial balance weights must be added to the shaft during this high speed running, and from that, appropriate balance corrections can be calculated. The problem with this procedure is that it requires a much more complicated balance machine. For one thing, the machine must now be powerful enough to spin the shaft up to

the critical speed, which may be many thousand rpm. Additionally, the balance equipment will have to provide adequate protection for the surroundings, since a shaft spinning at such speeds has a tremendous amount of energy if anything goes wrong. Thus a full enclosure is probably a necessity, whereas the low speed machine requires much less in the way of protection. Instrumentation adequate to monitor how the shaft is moving and to assure that the shaft is not whirling at unsafe amplitudes is also required. By the time all of these considerations are taken into account, the high speed balance machine is considerably larger and more complicated, as well as much more expensive, than the low speed machine. In addition, it takes longer to spin the shaft to higher speeds. Time must also be added for securing the shaft and adjusting the instrumentation before runs. So in the end, a high speed balance procedure not only requires more expensive equipment, it requires considerably more time to operate, further increasing the cost of the balancing procedure.

For this reason, it was desired to develop a balancing procedure that not only could be executed entirely at low speed, but would also permit corrections to be made in a third plane, thus better correcting for operation at the first critical speed. Experience in the gas turbine industry has shown that it is possible to modify the low speed balance procedure by making certain assumptions about the shaft [9]. Using a basic assumption for the type of distribution the unbalance takes along the length of the shaft, and that the shape that the shaft will take during operation is a simple sinusoidal ( $0$  to  $\pi$ ) distribution, it was possible to derive a low speed balance process wherein the balance machine determines the amount of unbalance that should have been made at the two ends for a standard low speed procedure. By using half of the total value of the calculated corrections at the end planes, and instead applying this amount of correction at the center plane, it was possible to approximate a third balance correction plane. A second run was then made on the balance machine, again using it to calculate corrections at the two end planes. This time the corrections were, in fact, made at those planes, and the shaft is then considered balanced. Repeated use of this procedure has proven successful on a number of shafts for production gas turbines currently in use in the aerospace industry.

Even if the distribution of unbalance along the shaft is not uniformly distributed as was shown in Fig. 1, this procedure will permit a satisfactory balance to be achieved for other common unbalance distributions that are likely to be found as a result of manufacturing imperfections, as shown in Fig. 3.

These figures do not take into account phase differences of other than zero and 180 degrees. But study will show that for other phase variations, the procedure for calculating a center shaft unbalance correction will, in fact, yield a far more accurately balanced shaft than would a standard two plane low speed balance procedure. And in most cases, it will approach the accuracy of a high speed balance procedure, but at far less cost and time, which is imperative in the production environment. Only if the unbalance distribution begins to "corkscrew" along the length of the shaft does the procedure

## НИЗКОЧАСТОТНАЯ БАЛАНСИРОВКА ДЛЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ВАЛОВ В ГАЗОВЫХ ТУРБИНАХ

Питер Д. Хилтон

Инженерная и технологическая школа Пердью  
Университет Индианы - Университет Пердью Индианаполис

### АННОТАЦИЯ

Газовые турбины используются для производства электроэнергии с установками различных размеров. Они служат силовыми установками, как для военных, так и для коммерческих самолетов. Существует спрос на более быстрые и легкие двигатели с использованием более совершенных производственных процессов. Одним из средств достижения этой цели является использование более длинных, тонких и гибких валов, работающих в сверхкритическом режиме. Когда-то сверхкритический режим считался нецелесообразным, однако ряд современных газовых турбин работает в этом режиме. Процесс изготовления вала является оптимальным, если процедура балансировки вала может проводиться на низких скоростях, а не требует более дорогого и сложного процесса балансировки на высокой скорости. Целью проекта, описанного в этой статье, является разработка системного процесса для процедуры балансировки на низкой скорости, которая в сочетании с соответствующим демпфированием позволит системе высокоскоростных валов проходить через дополнительные критические скорости и безопасно работать выше нее. Обсуждение включает исследования по аналитическому моделированию и анализу репрезентативных систем валов для определения оптимальных положений балансировочных плоскостей и описывает подход к анализу для прогнозирования реакции вала. Ключевые слова: Балансировка, сверхкритический вал

### ВВЕДЕНИЕ

Газовые турбины остаются эффективным и популярным источником энергии для различных отраслей промышленности. Они используются для производства электроэнергии с установками от крупных [1] до микроскопически малых [2]. Они также продолжают оставаться основой силовых установок для воздушного транспорта, как военного, так и

коммерческого назначения. Независимо от области применения продолжается движение в сторону более быстрых и легких двигателей, использующих более совершенные производственные процессы [3]. Уже давно признано, что одним из способов достижения этих целей является использование длинных, тонких гибких валов [4], которые работают выше их первого режима гибкого изгиба.

Хотя сверхкритический режим работы когда-то считался непрактичным, если не невозможным, сегодня ряд серийных газовых турбин работают таким образом, включая T406 (V-22 Osprey), T700 (военный вертолет Apache), T800 (вертолет Westa), T800 (вертолет Westland Lynx), AE2100 (коммерческий самолет SAAB 2000), AE1107 (военный транспортный самолет), а также 601K11 (промышленные и морские промышленные и морские силовые установки). Все эти двигатели способны проходить и работать выше своей первой критической скорости, используя комбинации балансировки ротора и демпфирования системы. Традиционно, если система вала и/или ротора должна была работать вблизи критической скорости, подход к балансировке, в который вал использовался высокоскоростной метод, требующий мощного привода системы, значительной защиты безопасности и приборов для измерения прогиба и смещения вала. Для этого требовалось сложное и дорогостоящее оборудование, специфическое для каждой модели вала. Данные, полученные в результате многочисленных пробных запусков, использовались для расчета коэффициентов влияния, которые затем могут быть использованы для определения корректирующих дисбалансов для нескольких плоскостей [5].

Поскольку конструкции газотурбинных двигателей начали становиться более длинными, компрессорами высокого давления меньшего диаметра, любой вал который проходил по центру двигателя, должен был увеличивать длину и уменьшать диаметр, что должно было сделать вал более гибким, что подталкивало к

сверхкритическому режиму работы. Поддерживая использование длинных роторов малого диаметра, ряд исследователи изучали способы балансировки гибких валов. Они включают в себя голоспектральный подход Лю [6] и методы модальной балансировки и методы коэффициента влияния, предложенные Таном и Вангом [7,8].

Для того чтобы контролировать затраты на производство, возникло сильное желание найти способ выполнения процедуры балансировки на низких скоростях, где обычно используется менее дорогое оборудование и менее сложные процедуры балансировки. Такой план был успешно использован на валах, работающих с частотой вращения выше критической [9].

### ПРОЦЕДУРА БАЛАНСИРОВКИ

Позвольте вкратце обсудить, как балансируются валы и роторы, и почему процедура балансировки на низкой скорости предпочтительнее процедуры балансировки на высокой скорости. Когда длинный, тонкий, гибкий вал работает на высоких скоростях, он имеет естественную тенденцию изгибаться, или наклоняться.

Эта тенденция наиболее заметна при критических скоростях вращения вала. Критические скорости – это скорости, при которых частота вращения вала совпадает с его собственной частотой, иногда называемой резонансной частотой. Вращающийся дисбаланс является очевидным возбуждением этой собственной частоты, вызывая большие реакции. При работе на низких скоростях, значительно ниже первой критической скорости, даже очень гибкий вал будет вести себя как твердое тело и не проявит признаков изгиба. Поэтому можно эффективно сбалансировать вал, внося изменения в любые две плоскости коррекции баланса, которые часто расположены на двух концах вала. Присущий валу дисбаланс, возникающий при изготовлении, скорее всего, будет распределен по всей длине вала. Однако до тех пор, пока вал работает на низких скоростях, где он остается твердым, коррекция на двух концах достаточно сбалансирует вал. Это показано на рис. 1.

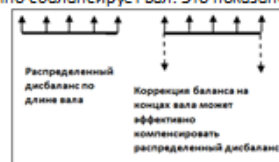


Рисунок 1. Коррекция баланса в двух местах может эффективно сбалансировать вал, который остается негибким.

Тот факт, что вал может быть отбалансирован на низкой скорости, означает, что стандартные, легкодоступные балансировочные станки могут быть использованы для вращения вала и расчета необходимых корректировок дисбаланса. Эти станки могут работать не быстрее 1000 об/мин. Однако, если вал работает выше первой критической скорости, то он должен пройти через точку значительного изгиба, во время которого вышеупомянутая коррекция баланса в двух плоскостях коррекция будет недостаточной. Это показано на рис. 2.

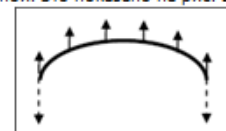


Рисунок 2. Как только вал приближается к первой критической скорости, коррекция баланса на концах не сможет достаточно сбалансировать вал.

В целях эффективной балансировки вала, который должен работать на первой критической скорости или выше, наиболее эффективным подходом является добавление третьей плоскости коррекции в центре вала. Для того чтобы определить, насколько необходимо скорректировать баланс в каждой из трех плоскостей баланса, вал следует вращать достаточно быстро, чтобы он начал принимать модальную форму, характерную для первой критической скорости. Пробные балансировочные грузы должны быть добавлены на вал во время этой высокоскоростной работы, и на основании этого можно рассчитать соответствующие корректировки баланса. Проблема этой процедуры заключается в том, что она требует гораздо более сложного балансировочного станка. Во-первых, станок должен быть достаточно мощным, чтобы раскрутить вал до критической скорости, которая может составлять много тысяч оборотов в минуту. Вдобавок, балансировочное оборудование должно обеспечивать надлежащую защиту окружающей среды, поскольку вал, вращающийся с такой скоростью, обладает огромным количеством энергии, в случае, если что-то пойдет не так. Поэтому, вероятно, потребуются полное ограждение, в отличие от низкоскоростного станка, которое требует гораздо меньшей защиты. Также необходимы приборы, позволяющие отслеживать движение вала и гарантировать то, что вал не вращается с небезопасной амплитудой. Если принять во внимание все эти соображения, то высокоскоростной балансировочный станок будет значительно больше и сложнее, а также намного дороже, чем низкоскоростной станок. Кроме того, для раскрутки вала до высоких скоростей требуется больше