

Полученные данные иллюстрируют тот факт, что приращение температуры газа вследствие падения к.п.д. можно существенно снизить за счёт оптимального подбора расходного параметра турбин двигателя. В нашем случае потребовалось раскрыть турбину высокого и низкого давления на 4% и 10%, соответственно. Подобного рода доводка требует дополнительных материальных затрат, т.к. увеличение пропускной способности турбин обычно осуществляется за счёт подрезки выходных кромок лопаток СА, что позволяет увеличить площадь его горла. Однако в охлаждаемых лопатках возможность их подрезки обычно мала, в связи с чем нередко для раскрытия венца приходится поворачивать всю лопатку, увеличивая углы установки профилей в решётках. Но оба случая доработки означают, по сути, создание нового варианта лопаточного венца с неоптимальной геометрией и пониженной эффективностью.

Если же вначале при проектировании специально спрофилировать раскрытый венец, учитывая ожидаемые снижения к.п.д. узлов и перерасход охладителя, то его можно выполнить с любым желаемым увеличением проходного сечения по сравнению с проектным. В таком случае можно свести к минимуму дополнительные потери к.п.д. турбины.

В связи с изложенным возникает концептуальный вопрос: не следует ли для ускорения доводки спроектировать для первых опытных экземпляров ГТД специально раскрытую турбину, которая обеспечивает наилучшее согласование узлов с наперед пони-

женной эффективностью узлов? Исключение из периода доводки этапа поиска оптимального расходного параметра позволит сократить затраты на создание двигателя. Понятно, что проектирование заранее раскрытой турбины не даст точного результата, однако создаст платформу для дальнейших полноценных доводочных работ и сократит время доводки. При этом оптимальное значение пропускной способности будет зависеть от суммарных отклонений эффективности узлов:

$$(\bar{A}_{ТВД}, \bar{A}_{ТНД} = f[\Delta \eta_{\Sigma}]).$$

В доводке по мере повышения к.п.д. узлов пропускная способность может уменьшаться и в итоге приблизиться к проектной. Стоит отметить, что такая раскрытая турбина в случае достижения проектной эффективности узлов приведёт к незначительным отклонениям параметров двигателя от их проектных значений.

Приведённый выше анализ позволяет по-новому взглянуть на выбор параметров при проектировании турбины ГТД и ГТУ и предложить следующий рациональный подход. [1] В случае ожидаемого недобора к.п.д. узлов и перерасхода охладителя на начальном этапе доводки двигателя для первых вариантов турбины профилируются лопатки с несколькими раскрытыми СА по сравнению с проектом. Степень такого раскрытия зависит от величины недоборов значений к.п.д. узлов. Этот подход должен снизить временные и материальные затраты на создание двигателя.

УДК 621.5

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИГНАЛОВ С ДАТЧИКОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛОВ ГТД В ДИАГНОСТИКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЕГО РЕДУКТОРА

© 2018 А.А. Авраменко¹, А.Н. Крючков¹, С.М. Плотников², Е.В. Сундуков², А.Е. Сундуков³

¹Самарский национальный исследовательский университет имени академик С.П. Королёва

² ПАО «Кузнецов», г. Самара

³ ООО «Турбина», г. Самара

**USE THE SIGNALS FROM THE SENSOR OF SHAFT SPEED OF GAS-TURBINE ENGINE
IN THE DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF ITS REDUCER**

In the article shown that analyzing the signals from the "standard" sensors of rotation speed of gas-turbine engines without the installation of additional converters we can resolve several issues of diagnostics of technical condition of the reducers. It is established that the component of vibration spectrum, generated by the wear of the gear-teeth of the differential reducer, which causing the resonance oscillations of the turbocharger blades, creating torsional vibration on the appropriate frequency. The analysis of the current rotational speed parameters of the output link by reducers (the shaft of the rear screw) allowed to get several diagnostic parameters values of the wear by the teeth-gear of the reducers. It is established that the connection of the detected diagnostic parameters from the wear value is satisfactorily approximated the corresponding linear dependencies.

Одним из основных дефектов редукторов газотурбинных двигателей (ГТД) является износ зубьев шестерён, который может приводить к возбуждению высокочастотных колебаний лопаток и дисков турбокомпрессора (ТК) [3,4,5]. Идентификация некоторых источников этих колебаний, а также диагностика уровней износа шестерён редуктора может быть выполнена по анализу сигналов со «штатных» датчиков частоты вращения роторов ГТД. Преимущество данного подхода заключается в том, что в этом случае нет необходимости проводить препарирование двигателя дополнительными преобразователями.

Применительно к турбовинтовому двигателю НК-12, используются два индукционных датчика частоты вращения (ДЧВ):

- частоты вращения ТК;
- частоты вращения вала заднего винта.

Сигналы с обоих этих датчиков можно использовать в решении вышеописанных задач.

Сигнал с датчика частоты вращения ТК

В выполненных нами исследованиях показано, что применительно к рассматриваемому двигателю возбуждение резонансных колебаний лопаток и дисков ТК осуществляется составляющей с кратностью, относительно частоты вращения ротора 19.145. Эта составляющая является 21 гармоникой в относительном движении дифференциального редуктора двигателя. Для её идентификации воспользуемся сигналом с датчика частоты вращения ТК. В [4] отмечается, что индукционный датчик частоты вращения роторов двигателей, при наличии их крутильных колебаний, может выступать как измеритель вибрации. Выходной сигнал ($U_{\text{ВЫХ}}$) с ДЧВ будет иметь следующий вид

$$U_{\text{ВЫХ}} = U_1 \sin(\omega_p t) + U_2 \sin(\omega_\tau t),$$

где U_1 , U_2 – соответственно амплитудные значения сигнала частоты вращения ротора (ω_p) и частоты крутильных колебаний (ω_τ). Следящий анализ на режиме приёмистость по составляющей с кратностью 19.145 с сигнала датчика оборотов ТК и вибрации по датчику, установленному на передней опоре, показал одновременное увеличение интенсивностей на частоте вращения ротора ~ 135 Гц. Полученные результаты свидетельствуют о возбуждении крутильных колебаний на частоте, соответствующей данной составляющей.

Сигнал с датчика частоты вращения вала заднего винта

Износ зубьев шестерён редуктора приводит к изменению формы профиля зуба. Это вызывает изменение мгновенного значения передаточного числа, являющегося функцией угла поворота ведущего звена передачи, которое меняется по мере износа зубьев. Эти явления должны проявиться в изменении частотных параметров выходного звена редуктора, в качестве которого в нашем случае рассматривается вал заднего винта. Анализировались несколько характеристик частоты его вращения в функции величины износа.

Были рассмотрены следующие параметры:

- среднеквадратическое отклонение (СКО) текущей частоты вращения вала заднего винта от среднего значения;
- коэффициент вариации $v = \text{СКО} / f_p$ (f_p – среднее значение частоты вращения ротора);
- эксцесс распределения текущего значения частоты.

Обработка экспериментальных данных производилась следующим образом. Сигнал

с ДЧВ, на режиме «максимальный», пропускать через полосовой фильтр 60 – 80 Гц (оба сигнала с ДЧВ на этом режиме имеют среднее значение частоты ~ 70 Гц). Выделенный квазигармонический процесс обрабатывался программой «Частота узкополосного процесса» [5]. При этом формировался массив данных текущего значения частоты сигнала оборотов. Далее проводился расчёт интересующих параметров. На основе статистики 16 изделий с различным уровнем износа получены следующие аналитические соотношения связи уровней диагностических параметров от величины износа:

- для СКО $y = 8.587x + 0.047$. Коэффициент корреляции $r=0.80$;
- для $v_u = 0.123x$, $r=0.80$;
- для эксцесса $y = 46.61x + 2.676$, $r=0.87$.

Таким образом, анализ сигналов с датчиков оборотом вращения ротора ТК и вала заднего винта позволил:

- установить факт наличия крутильных колебаний ротора ТК на составляющей с кратностью 19.145, вызывающей резонанс лопаток и дисков ТК;
- получить комплекс диагностических параметров износа зубьев шестерён редуктора на базе характеристик частоты вращения вала заднего винта, что позволяет диагностировать техническое состояние

редуктора без проведения препарирования двигателя дополнительными датчиками.

Библиографический список

4. Елисеев, Ю. С. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, И. П. Нежурин и др: под ред. Ю. С. Елисеева. – М.: Высш. шк., 2001.-493с.
5. Чуйко, В. М. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор [Текст] / В. М. Чуйко // Конверсия в машиностроении. – 2004. - № 4. – С.103-106.
6. Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором [Текст]/М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. 2014. Т.16. № 4. С.132-136.
7. Шевяков, А. А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок [Текст] / А. А. Шевяков. – М.: Машиностроение. – 1970. – 660с.
8. Сундуков, А. Е. Оценка ширины дискретных составляющих спектра энергетических машин [Текст]/А. Е. Сундуков, Е. В., Сундуков, А. В. Бит-Зая, А. Д. Росляков А. Д. //Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития. Вестник СНЦ РАН. 2006.С. 194-197.

УДК 629.7.036

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ТУРБИН

©2018 Е.К. Рябов

ОКБ имени А. Льюльки, г. Москва

AUTOMATED SYSTEM FOR GAS DYNAMIC DESIGNING OF COOLED TURBINES

Ryabov E.K. (Lyulka EDB, Moscow, Russian Federation)

The proposed system is aimed at improvement of the design system and should become the starting link in the integrated technology being created right now and intended for designing turbines on the basis of 1-2-3D level models. The system enables the optimal gas dynamic project of a turbine to be obtained sooner with meeting principal requirements concerning its design, cooling and MIT. Using the system in the earliest phases of thermodynamic engine coordination allows non-promising project versions to be cut off.

В разработанной интегрированной системе газодинамического проектирования охлаждаемых турбин создан и успешно экс-

плуатируется комплекс **1D** и **2D** проектных и поверочных программ. **1D** венец определяется средним профилем, а **2D** поток разделя-