

УДК: 621.1.001: 621.438

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ДЕЙСТВИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИКЛЕ НАГРУЖЕНИЯ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ И ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ ВАЛА ГТД ИЗ МАТЕРИАЛА ЭИ 961-Ш

© 2009 А. М. Портер, С. А. Букатый, А. Л. Водолагин

Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Рассматриваются результаты экспериментальных исследований взаимного влияния циклической и статической повреждаемости на малоцикловую и длительную прочность вала ГТД из материала ЭИ 961-Ш при температуре 500°С. Испытания проводились в условиях циклического, статического и повторно-статического нагружения на стандартных образцах и валах турбины низкого давления ГТД.

Валы ГТД, малоцикловая усталость, повреждаемость, ползучесть, циклы нагружения, напряжения, прогнозирование долговечности

В настоящее время широко используется эксплуатация авиадвигателей по техническому состоянию. В то же время ряд наиболее ответственных и трудоёмких деталей имеет ограниченный ресурс. Ограничения введено в связи с пониженными расчетными запасами прочности. К числу таких деталей относятся валы турбины низкого давления (ТНД) двигателей серии Д30 (рис. 1).

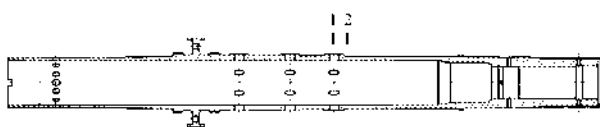


Рис. 1. Вал турбины низкого давления

В настоящее время режимы для эквивалентно-циклических испытаний высоконагруженных деталей назначают в соответствии с рекомендациями ЦИАМ по методике, учитывающей совместное влияние малоцикловой усталости и длительной прочности на основе линейного суммирования статической и циклической составляющих повреждений [1, 2]. В то же время практика показывает, что отказов по валу ТНД за тридцатилетний период эксплуатации двигателей семейства Д30КУ/КП/КУ-154 не было. Суммарная наработка всего парка двигателей на 01.05.07 г с начала эксплуатации составляет более $48,3 \cdot 10^6$ ч. Это говорит о дополнительных резервах прочности валов и, следовательно, на взлетном режиме для валов двигателей можно назначать более высокий по сравнению с расчетным уровень нагрузок. В

работе [3] тоже указывается, что экспериментально установленный ресурс дисков компрессора ГТД из титановых сплавов более чем в 6 раз превышает ресурс, определяемый расчетным путем. Очевидно, требуется уточнение расчетных методик для деталей, работающих в условиях малоцикловой усталости и длительной прочности. С этой целью в испытательных лабораториях НПО «Сатурн» проведен ряд исследований как на опытных стандартных образцах, так и на натурных деталях. Испытания валов ТНД, материал ЭИ 961-Ш (рис. 1), на кручение проводились на специальной установке УИВ-2 (рис. 2), изготовленной на ОАО «НПО «Сатурн» и прошедшей аттестацию в центре сертификации «Качество».

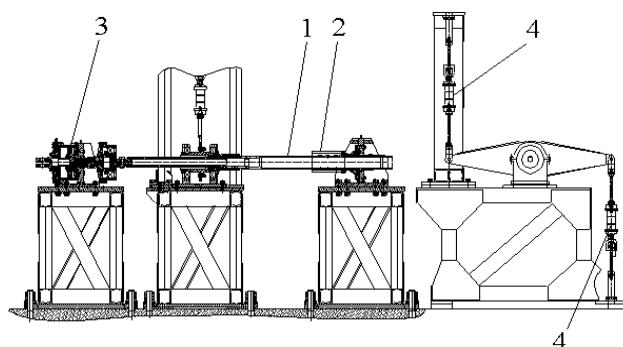


Рис. 2. Установка для испытаний валов: 1 – вал ТНД; 2 – печь; 3 – гидроцилиндр для создания осевого усилия; 4 – гидроцилиндр, создающие крутящий момент

Поскольку данные валы работают одновременно в условиях МЦУ и длительной прочности, то была поставлена задача выяс-

нить, как влияют эти факторы на характер разрушения вала. Для исследования влияния условий нагружения на характер разрушения валов для соответствующих испытаний также были подобраны из эксплуатации два вала с наработкой: вал № 1 – 7877 часов, 2042 цикла и вал № 2 – 6058 часов, 2567 циклов. Перед испытаниями оба вала были отремонтированы по серийной технологии и прошли контроль. Исследование механических свойств материала валов показало их соответствие требованиям ТУ 041-0038.

Предварительные расчётно-экспериментальные исследования проводили на основе конечно-элементного моделирования вала в системе ANSYS с использованием объёмных 8-узловых элементов SOLID 45. Объёмная модель вала с фрагментом конечно-элементной сетки в зоне отверстия приведена на рис. 3. Расчёты показали, что максимальные главные напряжения находятся в отверстиях суфлирования (рис. 4, сечение 1 на рис. 1) и составляют ~ 902 МПа. Максимальные эквивалентные напряжения сосредоточены в радиусе перехода гладкой цилиндрической части вала к поясу с отверстиями (рис. 5 и сечение 2 на рис. 1) и составляют ~ 785 МПа.

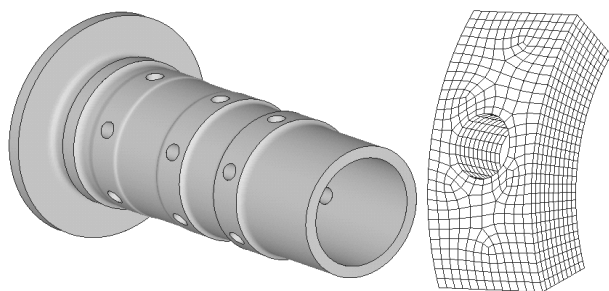


Рис. 3. Объёмная модель вала и фрагмент сетки конечных элементов

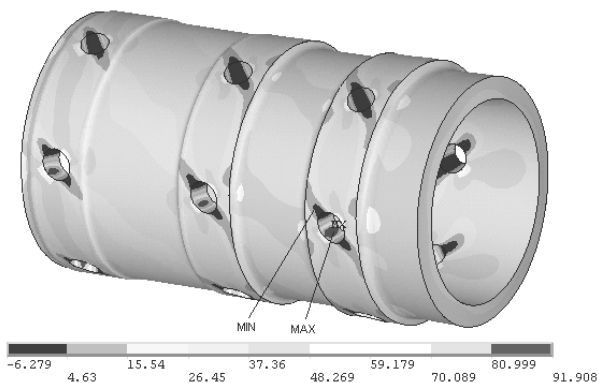


Рис. 4. Распределение главных напряжений в модели вала

Испытания вала № 1 проводили в два этапа с разделением циклического и статиче-

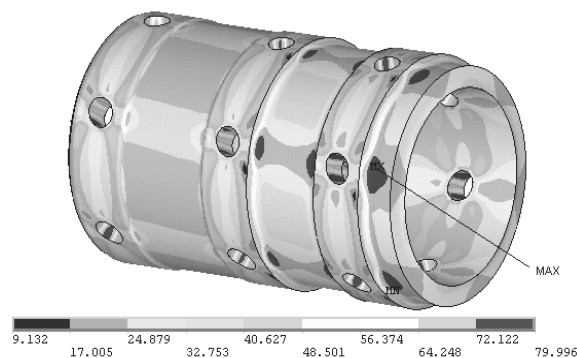


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в модели вала

ского нагружений. На 1 этапе проводили испытание на малоцикловую усталость: при $T = 500^{\circ}\text{C}$ и постоянной осевой силе $P_{oc} = 120 \text{ кН}$ вал нагружали переменным крутящим моментом $M_{кр} = 43,67 \text{ кН}\cdot\text{м}$, изменяющимся по отнулевому циклу (рис. 6, $T = 11 \text{ с}$, $\Delta\tau_{max} = 6 \text{ с}$, $\Delta\tau_{min} = 2 \text{ с}$). После отработки базы $N = 7000$ циклов (суммарная длительность нагружения максимальной нагрузкой составила $\tau = 11,6$ часа) контроль вала методом цветной дефектоскопии дефектов не выявил. При этом остаточная деформация закручивания вала не превышала $0,08^{\circ}$. На

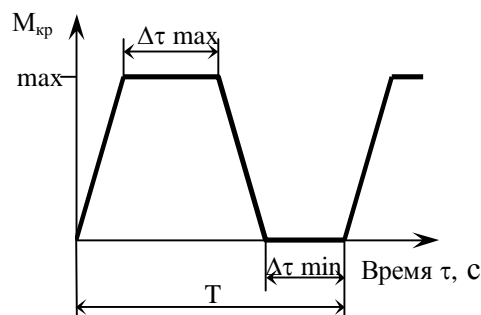


Рис. 6. Схема циклов нагружения

втором этапе при нагружении тем же, но постоянным крутящим моментом и осевой силой наблюдается непрерывный значительный рост деформации закручивания $\varphi_{пл}$: при $\tau = 90$ часов $\varphi_{пл} = 6,5^{\circ}$. В результате пластического закручивания вала произошла овализация отверстий суфлирования, наибольшая величина которой на отверстиях третьего ряда и составила от 0,1 до 0,7 мм. Последующее выдерживание вала под нагрузкой приводит к непрерывному увеличению ско-

рости пластического закручивания вала, и при $\tau = 166,6$ часа и достижении деформации закручивания $\sim 38^\circ$ вал разрушился (рис. 7). Разрушение вала произошло по сечению с

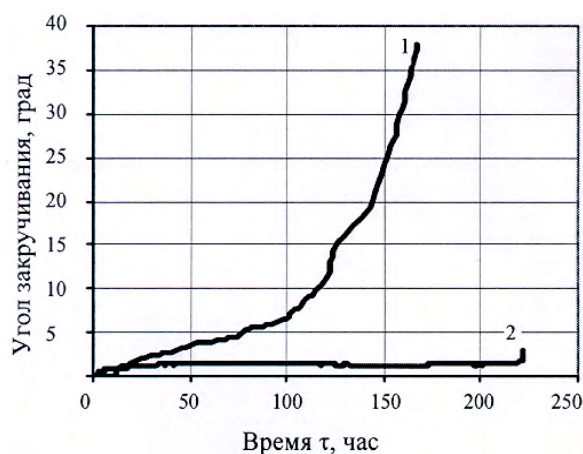


Рис. 7. Диаграмма остаточных углов закручивания валов. 1 – вал № 1; 2 – вал № 2

наибольшими эквивалентными напряжениями в зоне перехода к поясу с отверстиями (рис. 8): форма предварительно нанесенной белой краской полосы характеризует деформацию пластического сдвига при кручении.

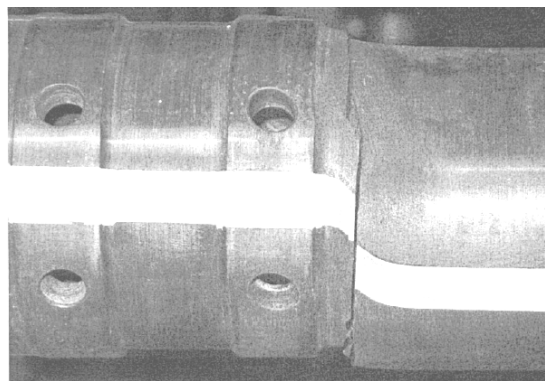


Рис. 8. Разрушения вала № 1 в результате пластического сдвига

Расчетное значение долговечности вала, полученное с использованием максимального расчетного напряжения и температуры испытаний $T = 500^\circ\text{C}$ по параметру Ларсена-Миллера и кривым длительной прочности, составляет $\tau = 88,5$ часов – в два раза меньше фактического.

При внешнем осмотре и при осмотре под бинокулярным микроскопом обнаружено, что сквозное разрушение вала ТНД произошло по цилиндрическому участку вала в

зоне перехода к поясу с отверстиями. Излом окислен до серого цвета, характерен для статического разрушения (рис. 9). На поверхности излома просматриваются следы скручивающего воздействия.



Рис. 9. Излом по месту разрушения вала № 1

Механические свойства проверялись на образцах, изготовленных из материала вала вблизи места разрушения. Было установлено, что механические свойства материала вала (прочность, пластичность и твердость) соответствуют требованиям ТУ 041-0038-90. Микроструктура материала вала просматривалась на поперечных микрошлифах, изготовленных по местам начала развития усталостных трещин. Микроструктура вала удовлетворительная для стали ЭИ 961-Ш, предусмотренной чертежом. Металлургических дефектов в микроструктуре вала не обнаружено. Таким образом, разрушение вала носит статический характер с образованием трещины в направлении действия деформаций сдвига в зоне концентрации напряжений перед поясом суфлирующих отверстий.

Для вала № 2 режим нагружения при испытаниях был выбран следующим: $P_{oc} = 120$ кН, $M_{кр} = 43,67$ кН·м, температура в зоне суфлирующих отверстий $T = 500^\circ\text{C}$. Характеристики цикла нагружения: $T = 100$ с, $\Delta\tau_{max} = 80$ с и $\Delta\tau_{min} = 18$ с. База испытаний $N = 7000$ циклов. После отработки базы испытаний контроль вала методом цветной дефектоскопии трещин не выявил. В процессе испытаний также осуществлялся контроль остаточной деформации закручивания вала, которая в течение первых 500 циклов ($\tau = 11,1$ часа) достигла $\sim 1,5^\circ$.

Вал отработал без замечаний 8000 циклов. После чего при очередном контроле было обнаружено точечное свечение в отвер-

ствиях суфлирования. Испытания были продолжены. При увеличении числа циклов нагружения до $N = 9900$ циклов и суммарном времени при максимальной нагрузке $\tau = 220$ часов, несмотря на более тяжелые условия нагружения, увеличения остаточной деформации закручивания вала не наблюдалось. При наработке $N = 10250$ циклов и увеличении остаточного угла закручивания до $\sim 3,5^\circ$ произошло разрушение вала. Суммарная наработка с учетом эксплуатационной до появления свечения в отверстии составила 10567 циклов. Общая наработка до разрушения составила $N = 12817$ циклов и $\tau = 222$ часа (при расчетном значении $\tau = 88,5$ часов).

Внешний осмотр и осмотр под биноклярным микроскопом показали, что разрушение вала ТНД произошло по отверстиям подвода воздуха: на 3 отверстиях имеется сквозное разрушение с образованием широко раскрытых трещин и деформацией отверстий (рис. 10), на 2 отверстиях имеются трещины длиной до 15 мм с развитием на всю толщи-

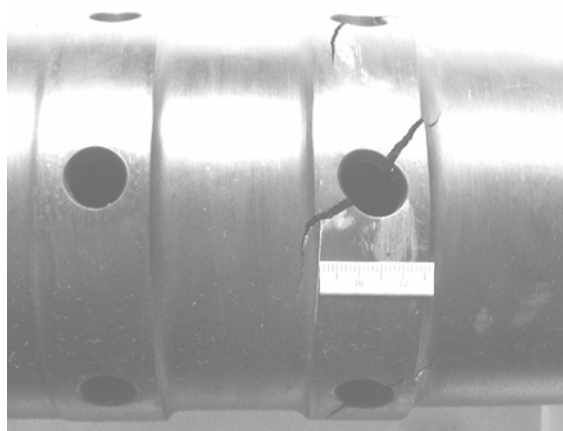


Рис. 10. Разрушение вала № 2

ну стенки вала и без видимой деформации отверстий. Изломы по всем трещинам окислены до серого цвета, слабо притертые, характерные для малоциклового усталостного разрушения с началом развития от внутренней поверхности отверстий (рис. 11). На поверхности всех изломов просматриваются следы скручивающего воздействия. По местам разрушения с наружной поверхности вала каких-либо дефектов не обнаружено.

Механические свойства проверялись на образцах, изготовленных из материала вала вблизи места разрушения. При анализе результатов испытаний установлено, что меха-

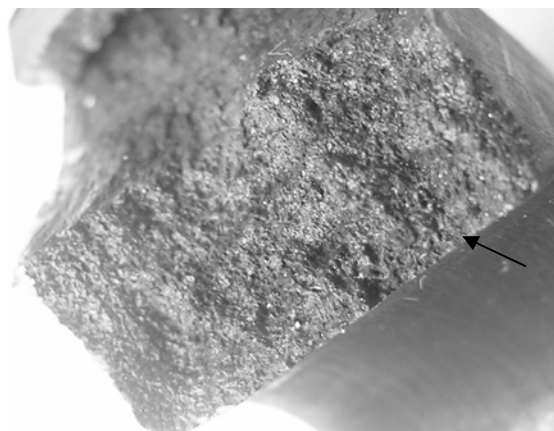


Рис. 11. Излом в отверстии (начало разрушения см. по стрелке)

нические свойства материала вала (прочность, пластичность и твердость) соответствуют требованиям ТУ 041-0038-90. Микроструктура материала вала просматривалась на поперечных микрошлифах, изготовленных по местам начала развития усталостных трещин. Микроструктура вала (рис. 12) удовлетворительная для стали ЭИ 961-Ш, металлургические дефекты отсутствуют. Разрушение вала носит малоцикловый усталостный характер с образованием трещин в направлении действия главных напряжений – перпендикулярно оси овализа-

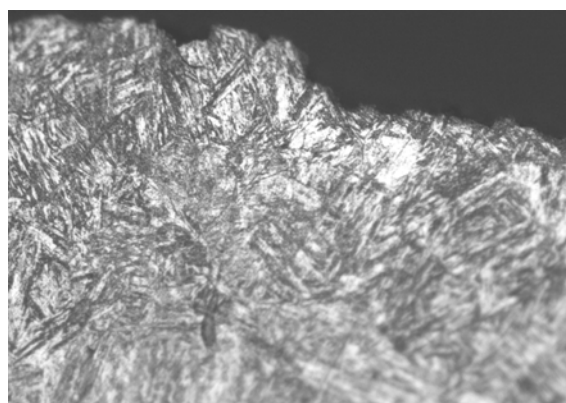


Рис. 12. Микроструктура материала вала ТНД ($\times 200$)

ции отверстий.

Таким образом, испытания валов показали, что в зависимости от условий нагружения валов наблюдается значительное разли-

чие по остаточным углам закручивания и расхождение расчетных и экспериментальных данных по долговечности, которые обусловлены сложным взаимовлиянием циклического нагружения и ползучести. В работе [4] на основе испытаний стандартных образцов показано, что в результате релаксационных процессов в течение более длительных пауз при нагрузке и разгрузке происходит упрочнение материала, приводящее к уменьшению пластических деформаций в малоцикловой области.

Для увеличения ресурса валов на ОАО «НПО «Сатурн» разработана технология восстановительного ремонта, включающая такие основные операции, как обдувка микрочастицами, хромирование восстанавливаемых поверхностей и развертка отверстий суфлирования с последующей доработкой полированием. С целью оценки эффективности ремонтных мероприятий и подтверждения возможности использовать серийные детали на необходимый ресурс при воздействии нагрузок, возникающих при работе двигателя, проведены ЭЦИ на установке УИВ-2.

Для проведения сравнительных испытаний были подобраны валы из эксплуатации с наработкой: вал № 3 – 11250 часов, 4696 циклов и вал № 4 – 11516 часов, 4722 циклов. Вал № 3 проходил испытания в исходном состоянии, а вал № 2 был отремонтирован по указанной выше технологии с развёрткой отверстий суфлирования. Оба вала прошли контроль на отсутствие дефектов. Исследование механических свойств материала валов показало их соответствие требованиям ТУ 041-0038-90. Программа испытаний включала сравнительную оценку остаточного ресурса валов до 44000 циклов.

Сравнительные испытания валов на МЦУ проводили в условиях, аналогичных условиям испытаний валов № 1 и № 2. Диаграмма нагружения крутящим моментом $M_{кр}$ по отнулевому циклу с периодом $T = 11$ с и выдержкой на максимальной и минимальной нагрузках соответственно $\Delta\tau_{max} = 6$ с и $\Delta\tau_{min} = 2$ с. В процессе испытаний вала № 3 после 12962 циклов в отверстии суфлирования была обнаружена трещина. Общая наработка до разрушения составила 17658 цик-

лов. Разрушение вала № 3 носит малоцикло-вый усталостный характер с образованием трещин в направлении под углом $\sim 45^\circ$ относительно оси вала. Испытания вала № 4 продолжались до 44000 циклов и в соответствии с программой были прекращены. Последующий контроль состояния вала каких-либо дефектов не выявил. Большая долговечность вала № 4 по сравнению с валом № 3 объясняется тем, что развертывание отверстий при ремонте снимает дефектный поверхностный слой материала, шероховатость поверхности уменьшается, а также в поверхностном слое наводятся остаточные напряжения сжатия, что способствует повышению циклической долговечности вала. Так, проведённые испытания показали высокую эффективность ремонтных мероприятий и стали основанием для разработки и внедрения ремонтной технологии в серийное производство.

Выше было отмечено сложное взаимное влияние циклической и статической повреждаемостей. В работе [4] приведены результаты испытаний стандартных круглых образцов диаметром 7,5 мм с полированной поверхностью из материала ЭП609-Ш в условиях циклического, статического и повторно-статического нагружения при температуре 400°C . При оценке повреждаемости образцов использовалась гипотеза о линейном накоплении повреждений:

$$P_c + P_{ст} = 1. \quad (1)$$

Учитывая, что все циклы на каждом этапе нагружения одинаковы, можно записать:

$$P_c = \sum \frac{t_i}{t_i^*} = \Delta\tau_{max} \sum \frac{N_i}{t_i^*}, \quad (2)$$

$$P_{ст} = \sum \frac{N_i}{N_i^*},$$

где t_i^* – длительность выдержки под напряжением σ_i до разрушения, определяемая на основе обобщенных зависимостей Ларсена-Миллера; N_i – число циклов нагружения напряжением $\sigma_{max} = \sigma_i$; $N_i^* = N_{ст}$ – предельное число циклов нагружения напряжением $\sigma_{max} = \sigma_i$, определяемое методом универсальных наклонов по модифицированной формуле Мэнсона:

Таблица 1 - Результаты испытаний стандартных образцов из ЭП 609-Ш при циклическом нагружении

№ п/п	Длит-сть нагруж-я $\Delta\tau_{\max}/\Delta\tau_{\min}$ с	Количество циклов нагружений и длительность наработки на заданных уровнях σ_{\max} , N циклов / τ ч				Количество повреждаемости		
		600 МПа	$\sigma_{\text{пц}} = 660$ МПа	$\sigma_{0,2} = 686$ МПа	712 МПа	циклич. $P_{\text{ц}}/\delta$ %	статич. $P_{\text{с}}$	полная $P_{\text{ц}} + P_{\text{с}}$
Расчетные данные *		98720/4300	54060/140	43130/16,25	34820/1,83	–	–	–
1	0,5 / 0,5	–	–	46785 / 6,50	–	1,085 / 73	0,400	1,485
2	20 / 20	–	–	14600 / 81,11	–	0,339 / 6,4	4,991	5,330
3	120 / 60	536 / 16,87	407 / 13,57	3455 / 114,16	747 / 24,89	0,115 / 0,6	20,727	20,842
4	120 / 60	–	–	3560 / 118,64	–	0,083 / 1,1	7,301	7,384
5	120 / 60	–	–	–	60 / 2,00	0,002 / 0,2	1,093	1,095

* Расчёт циклической долговечности осуществлялся по формуле Мэнсона, статической – по обобщенным зависимостям Ларсена-Миллера.

$$\Delta\epsilon = \frac{3,5(\sigma_{\text{дл}} - \sigma_{\text{м}})}{E(t)} N_{\text{ц}}^{-0,12} + \left(\ln \frac{1}{1 - \psi(t)} \right)^{0,6} N_{\text{ц}}^{-0,6}, \quad (3)$$

где $\Delta\epsilon$ - интенсивность размахов деформаций за цикл нагружения; $\sigma_{\text{дл}}$ и $\sigma_{\text{м}}$ - соответственно предел длительной прочности материала и среднее напряжение в цикле, МПа; $E(t)$ - модуль упругости материала дисков, МПа; $\psi(t)$ - относительное сужение материала с учетом длительности работы и температуры.

Интенсивность размахов деформаций определяли по формуле

$$\Delta\epsilon = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[(\Delta\epsilon_x - \Delta\epsilon_y)^2 + (\Delta\epsilon_y - \Delta\epsilon_z)^2 + (\Delta\epsilon_z - \Delta\epsilon_x)^2 + \frac{3}{2} (\Delta\gamma_{xy}^2 + \Delta\gamma_{yz}^2 + \Delta\gamma_{xz}^2) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

где $\Delta\epsilon_x, \Delta\epsilon_y, \Delta\epsilon_z$ - размахи составляющих линейной относительной деформации; $\Delta\gamma_{xy}, \Delta\gamma_{yz}, \Delta\gamma_{xz}$ - размахи составляющих относительной деформации сдвига.

Анализ результатов испытаний образцов на МЦУ (табл. 1) показывает, что формула Мэнсона не учитывает длительность

$\Delta\tau_{\max}$ и, видимо, область её применения ограничивается циклами с $\Delta\tau_{\max} < 0,5$ с. Кроме того, использование в качестве t_i^* обобщенных зависимостей Ларсена-Миллера приводит к слишком большому завышению статической составляющей $P_{\text{с}}$ и гипотеза о линейном накоплении повреждений не подтверждается. Очевидно, механизмы накопления «статических» повреждений при циклическом и непрерывном нагружениях существенно отличаются и, следовательно, нужно использовать экспериментально определяемые зависимости $t_{i9}^* = \Delta\tau_{\max} \bullet N_{\text{эксп}}$. В качестве примера на рис. 12 показана зависимость долговечности $N_{\text{эксп}}$ от $\Delta\tau_{\max}$ при $\sigma_{\max} = 686$ МПа. В этом случае, учитывая зависимости (2) при сокращении $\Delta\tau_{\max}$, можно рассматривать следующие варианты использования гипотезы о линейном накоплении повреждений (1).

1. При нагружении на одном уровне $\sigma_{\max} < \sigma_{0,2}$ и $\Delta\tau_{\max} < 120$ с

$$\left(\frac{N_{\text{расч}}}{N_{\text{м}}^*} \right)_{\text{ц}} + \left(\frac{N_{\text{расч}}}{N_{\text{с}}^*} \right)_{\text{с}} = 1, \quad (5)$$

где N_M^* и $N_э^*$ – предельное количество циклов нагружения, определяемые соответственно по формуле Мэнсона и экспериментально.

Тогда из (5) получаем

$$N_{расч} = \frac{N_M^* \cdot N_э^*}{N_M^* + N_э^*}. \quad (6)$$

2. При многоуровневых нагружениях $\sigma_i < \sigma_{0,2}$, $\Delta\tau_{max} < 120$ с и $N_{расч} = N_K$ имеем соответственно

$$\left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iM}^*} + \frac{N_K}{N_{KM}^*} \right)_{ц} + \left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iэ}^*} + \frac{N_K}{N_{кэ}^*} \right)_{с} = 1, \quad (7)$$

$$N_{расч} = \frac{N_{KM}^* \cdot N_{кэ}^*}{N_{KM}^* + N_{кэ}^*} \left[1 - \sum_{i=1}^{k-1} N_i \left(\frac{N_{iM}^* + N_{iэ}^*}{N_{iM}^* \cdot N_{iэ}^*} \right) \right].$$

3. При $\Delta\tau_{max} \geq 120$ с и $\sigma_i \geq \sigma_{0,2}$ циклической составляющей можно пренебречь (табл. 1). В этом случае получаем

$$\left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iэ}^*} + \frac{N_K}{N_{кэ}^*} \right)_{с} = 1, \quad (8)$$

$$N_{расч} = N_{кэ}^* \cdot \left[1 - \sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iэ}^*} \right].$$

Для вариантов № 1 и 2 получим более точные результаты при $\sigma_{max} < \sigma_{0,2}$ и $\Delta\tau_{max} < 120$ с, если воспользоваться степенной зависимостью [5]:

$$\left(\sum \frac{N_i}{N_{iM}^*} \right)_{ц}^{\alpha} + \left(\sum \frac{t_i}{t_{iэ}^*} \right)_{с}^{\beta} = 1, \quad (9)$$

где α и β – постоянные, зависящие от материала и температуры. Величину α и β можно найти из условия минимума среднеквадратического отклонения S расчётных и экспериментальных величин N :

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (N_{k расч} - N_{k эксп})^2}.$$

В этом случае для варианта № 1 получим

$$\left(\frac{N_{расч}}{N_M^*} \right)_{ц}^{\alpha} + \left(\frac{N_{расч}}{N_э^*} \right)_{с}^{\beta} = 1, \quad (10)$$

$$N_{расч} = N_M^* \left[1 - \left(\frac{N_{расч}}{N_э^*} \right)_{с}^{\beta} \right]^{\frac{1}{\alpha}}.$$

Для варианта № 2 аналогично получаем

$$\left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iM}^*} + \frac{N_K}{N_{KM}^*} \right)_{ц}^{\alpha} + \left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iэ}^*} + \frac{N_K}{N_{кэ}^*} \right)_{с}^{\beta} = 1,$$

$$N_{расч} = N_{KM}^* \left\{ \left[1 - \left(\sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iэ}^*} + \frac{N_K}{N_{кэ}^*} \right)_{с}^{\beta} \right]^{\frac{1}{\alpha}} - \sum_{i=1}^{k-1} \frac{N_i}{N_{iM}^*} \right\}. \quad (11)$$

Поскольку $N_{расч} = N_K$, то расчёт по формулам (10) и (11) следует вести методом последовательных приближений.

Полученные зависимости (6–8, 10 и 11) можно использовать для прогнозирования остаточного ресурса деталей, а также для проектирования режимов ЭЦИ.

Выводы

1. При действии на вал циклических нагрузок разрушение имеет малоцикловый усталостный характер с образованием трещин в направлении действия главных напряжений; под действием статического нагружения разрушение происходит в результате деформации пластического сдвига по сечению с наибольшими эквивалентными напряжениями.

2. Циклическая долговечность деталей существенно зависит от параметра $\Delta\tau_{max}$ – длительности действия максимальных нагрузок в цикле нагружения. Поэтому при разработке программ эквивалентно-циклических испытаний и проведении испытаний на МЦУ необходимо учитывать $\Delta\tau_{max}$.

3. Модифицированная формула Мэнсона не учитывает длительность действия максимальных и минимальных напряжений в цикле нагружения, а также технологические факторы, в частности, состояние поверхностного слоя материала детали. Область применения формулы Мэнсона ограничивается циклами с $\Delta\tau_{max} < 0,5$ с. Для более точного определения области применения этой формулы требуется проведение дополнительных исследований.

4. Получены зависимости для оценки долговечности деталей в малоцикловой области, учитывающие длительность действия максимальных нагрузок в цикле нагружения.

Библиографический список

1. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр,

Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

2 Демьяненко, И.В. Расчет на прочность вращающихся дисков [Текст] / И.В. Демьяненко, И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 277 с.

3. Шереметьев, А.В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиационных ГТД [Текст] / А.В. Шереметьев // матер. X Междун. конгресса двигателестроителей. Авиационно-космическая техника и технология: - 2005. - № 8. – 5 с.

4. Портер, А.М. Исследование процессов накопления повреждений и разрушения валов и дисков ГТД из материалов ЭИ-961 и ЭП-609Ш в зависимости от длительности действия максимальных напряжений в цикле нагружения [Текст] / А.М. Портер, С.А. Букатый, А.А. Округин // Вестн. Рыбинск. гос. авиац. технол. акад. им. П.А. Соловьёва. – Рыбинск, 2008. – № 2(14). – 165 с. - С.65–74.

5. Wood D. Effect of creep on the High Strain Fatigue Behaviour. [Текст] / D. Wood // Welding Journal.–1966.V. 45.– № 2. Pp.92-96.

References

1. Strength solutions of the machine parts: Reference book / I.A. Birger, B.F. Shorr, G.B. Iosilevitch. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 702 p.

2 Demianenko I.V., Birger I.A. Strength solution of the rotating disk – М: Mashinostroenie, 1978. – 277 p.

3. A.V. Sheremet'ev. Prediction of the cyclic durability and average life of the main parts of the aviation engines / X International Engineer's congress. Aviation-cosmonautic techniques and technology. № 8, 2005. – 5 p.

4. A.M. Porter. The research of the damage accumulation process and failure of shafts and disks of aviation engines made of ЭИ-961 and ЭП-609Ш with the depending on time of maximum stress in the load cycle. / Porter A.M., Bukatyi S.S., Okrugin A.A. // Rybinsk aviation technological academy: Scientific proceedings. – Rybinsk, 2008. – № 2(14). – 165 p. P.65–74.

5. Wood D. Effect of creep on the High Strain Fatigue Behaviour. [Текст] / D. Wood // Welding Journal.–1966.V. 45.– № 2. Pp.92-96.

THE RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE MAXIMAL STRESS DURATION IN THE CYCLE OF LOADING UPON THE LOW-CYCLE FATIGUE AND THE LONG-TERM STRENGTH OF THE TURBINE SHAFT MADE OF THE MATERIAL ЭИ 961-III

© 2009 A. M. Porter, S. A. Bukaty, A. L. Vodolagin

«NPO «Saturn» Corporation

The results of the experimental research of the interference influence of the cyclic and static failure rate on the low-cycle fatigue and long-term strength of the turbine shaft made of material ЭИ 961-III at the temperature of 500⁰C are examined here. The tests were carried out in the conditions of the cyclic, static and repeated static loading of the standard specimens and LPT shafts of a gas turbine.

Gas turbine shaft, low-cycle fatigue, long-term strength, creep, stress relaxation

Информация об авторах

Портер Александр Маркович, кандидат технических наук, начальник отдела научно-производственного объединения «Сатурн». Тел. (4855) 296-012. E-mail: alporter@rambler.ru. Область научных интересов: надёжность и ресурс ГТД, малоцикловая и длительная прочность.

Букатый Станислав Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Рыбинской государственной авиационной технологической академии, директор Научно-коммерческой фирмы «СБК». Тел. (4855) 213-964. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Область научных интересов: остаточные напряжения и деформации, упрочняющие технологии, малоцикловая усталость, механика разрушения.

Водолагин Алексей Львович, кандидат технических наук, начальник бригады научно-производственного объединения «Сатурн». Тел. (4855) 296-012. E-mail: vodolagin@inbox.ru. Область научных интересов: технология обработки деталей ГТД, эксплуатационные свойства деталей, расчёты на прочность.

Porter Aleksandr Markovich, Candidate of Science, Head of “Engineering department of analysis and service life management” of NPO “Saturn” Corporation. Phone: (4855) 296-012. E-mail: alporter@rambler.ru. Area of research: gas turbine reliability and durability, low-cycle fatigue and long-term strength.

Bukatyi Stanislav Alekseevich, Doctor of Science, Professor of the chair of theoretical mechanic and strength of materials of Rybinsk state aviation technological academy, LTD Scientific-business firm “SBK” Director. Phone: (4855) 213-964. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Area of research: Residual stress and strains, strengthening technologies, low-cycle fatigue, fracture mechanics.

Vodolagin Aleksei Lvovich, Candidate of Science, Engineering team chief of “Engineering department of analysis and service life management” of NPO “Saturn” Corporation. Phone: (4855) 296-012. E-mail: vodolagin@inbox.ru. Area of research: Process technologies of a gas turbine parts, performance attributes of parts, strength analysis.