

# НАДЁЖНОСТЬ И ПРОЧНОСТЬ

УДК 621.45.043

## ПРИМЕНЕНИЕ МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА В МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОМ ИССЛЕДОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ЖРД<sup>\*)</sup>

Канд. физ.-мат. наук А.С. Киселев, С.А. Скибин,  
канд. техн. наук В.В. Ткач, А.В. Фатеев, В.В. Чиликин

Представлена методика многодисциплинарного исследования элементов конструкции ЖРД на примере рабочего колеса турбины (РКТ). Дано описание математических моделей, используемых для расчётов газодинамических нагрузок, действующих на РКТ, его теплового и напряженно-деформированного состояния, а также последовательности применения процедур экспериментального модального анализа фирмы «LMS», позволяющих скорректировать конечно-элементную модель РКТ. Показано, что применение изложенной в статье методики позволяет повысить точность расчётных оценок динамических напряжений, возникающих в рабочем колесе турбины, и запасов многоцикловой усталости.

### Введение

Одной из актуальных задач при разработке и доводочных испытаниях современных высокозенергетических жидкостных ракетных двигателей является оценка динамических напряжений, возникающих в элементах конструкции, и остаточногоресурса работы агрегатов. Особенно возрастает их значимость при разработке двигателей многоразового использования, хотя и

двигатели одноразового использования должны демонстрировать запас продолжительности работы от трёх до пяти полноразмерных полётных циклов.

Однако решение этих задач путём прямых измерений – тензометрий, или косвенных измерений – вибраций в ходе настольных испытаний двигателя в настоящее время крайне затруднительно. Высокая энергонапряженность, высокий уровень температур и давлений, сложный доступ к наиболее нагруженным элементам конструкции ЖРД не позволяют провести прямые измерения соответствующих параметров. В этой связи для решения данных задач в последнее время все более широко применяются методы математического моделирования, что стало возможным благодаря интенсивному развитию вычислительной техники.

Как известно, одним из наиболее динамически нагруженных элементов конструкции ЖРД является РКТ.

В данной статье изложена методика многодисциплинарного исследования РКТ ЖРД, позволяющая повысить точность расчётных оценок возникающих в нём динамических напряжений при применении модального анализа для коррекции конечно-элементной модели РКТ.

При разработке математических моделей агрегатов ЖРД возникают трудности, которые обусловлены:

- отличием механических свойств, определенных в лабораторных условиях, от реальных свойств используемых материалов;
- влиянием на механические свойства материалов и геометрию деталей термической и механической обработок в процессе производства;

- наличием в конструкции агрегатов различных видов соединения деталей (например: болтовое соединение; посадка с натягом; сварка);
- конкретно реализовавшейся в процессе производства комбинацией допусков отдельных элементов конструкции.

Всё это может приводить к значительным отличиям динамических характеристик реальных агрегатов от идеальных моделей, построенных на базе конструкторской документации, что

<sup>\*)</sup> Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 06-08-00162а).

в свою очередь влечет за собой ощущимые ошибки в оценках динамических напряжений и, соответственно, ресурса агрегата. Также для корректной оценки динамических нагрузок крайне необходимо знать реальные демпфирующие свойства конструкции, которые в настоящее время определяются только экспериментальным путем.

На примере РКТ описаны процедуры и результаты экспериментального модального анализа, показана коррекция математической модели и дана оценка амплитудных напряжений на частотах возмущающей нагрузки и ресурса.

### Анализ нестационарных нагрузок, действующих на рабочее колесо турбины

Динамические нагрузки на лопатки РКТ были получены расчетом нестационарного трехмерного обтекания лопаток статора и РКТ с использованием программы ANSYS CFX.

Газодинамическая модель нестационарного трехмерного течения вязкого газа описывалась осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса. Для замыкания системы уравнений газовой динамики применялась "Renormalisation Group" (RNG) версия  $k-\epsilon$  модели турбулентности.

Рассматриваемая турбина включает  $N_s = 16$  лопаток статора и  $N_r = 29$  лопаток РКТ. Расчетная область состояла из одного канала статора и двух каналов РКТ, что явно подразумевало геометрическую идентичность лопаток статора (РКТ) и равномерность газодинамических параметров на входе в статор.

Использовалась структурированная разностная сетка из 0,76 млн. ячеек, все ячейки – шестиугольники; разностная схема второго порядка точности по времени и пространству; шаг по времени  $\Delta t = 2 \cdot 10^{-7}$  сек.

Динамическое воздействие на лопатку РКТ определяется величиной окружной неоднородности параметров потока на выходе из статора. Основной вклад в данную неоднородность вносят низконапорные следы, сходящие с выходных кромок лопаток статора, поэтому уровень динамических нагрузок на лопатки РКТ определяется, главным образом, толщиной и углом за-

острения выходных кромок сопловых лопаток. Давление в любой точке на поверхности лопатки РКТ существенно зависит от того, попадает или нет в данный момент времени в эту точку след от выходной кромки сопловой лопатки; частота мерцания следа происходит на частоте мерцания сопловых лопаток  $f_s = N_s \cdot n$ , где  $n$  – обороты ротора.

Расчетная зависимость от времени действующих на лопатку РКТ результирующих сил представлена на рис. 1, амплитудно-частотная характеристика этих сил – на рис. 2.

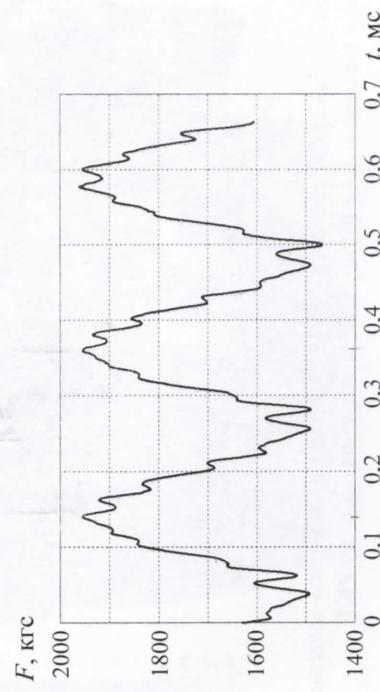


Рис. 1. Зависимость действующих на лопатку РКТ сил от времени

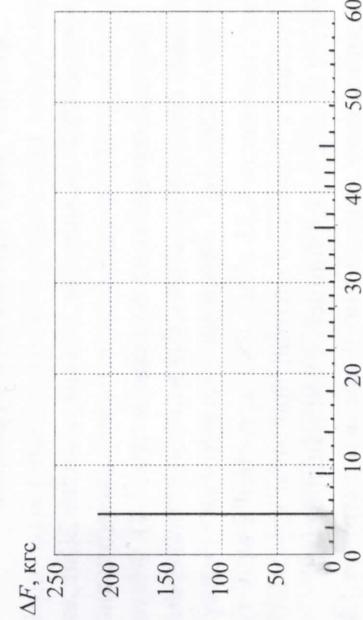


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика действующих на лопатку РКТ сил

Как и следовало ожидать, спектр расчетных динамических нагрузок на лопатки РКТ оказался сконцентрированным на частоте мерцания сопловых лопаток, амплитуды сил на других частотах – на порядок меньше.

Распределение давления по корытцу лопатки РКТ в разные моменты времени представлено на рис. 3.



Рис. 3. Распределение давления ( $\text{kгс}/\text{см}^2$ ) в моменты максимального (а) и минимального (б) воздействия сил на лопатку РКТ

### Расчётный и экспериментальный модальный анализ рабочего колеса турбины

Исследуемое РКТ диаметром 340 мм, массой 21 кг, имеет 29 лопаток высотой 40 мм, изготовленных монолитно с диском. Лопатки по периферии связаны бандажом (рис. 4). Материал РКТ – никелевый сплав, покрытый никелем и металлокерамикой толщиной до 440 мкм. Модуль упругости материала 19300  $\text{kгс}/\text{мм}^2$ , плотность 8,35  $\text{г}/\text{см}^3$ . РКТ крепится к валу турбонасосного агрегата с помощью болтов; при этом крепление момента передается на вал через шлицевое соединение.

Из предварительно выполненного анализа нагрузок, действующих на рабочее колесо турбины, известно, что максимальные нестационарные нагрузки действуют на лопатки РКТ в диапазоне времени от 0 до 100 мс.

диапазоне частот до 10 кГц. Поэтому модальные характеристики следует определять в этом диапазоне частот.

Расчётным путём модальный анализ проведён на конечно-элементной модели, состоящей из 170 тыс. узлов и 150 тыс. восьмиузловых объёмных конечных элементов (рис. 4), по программе MSC.Nastran в диапазоне частот до 15 кГц. Границные условия задавались в соответствии с условиями закрепления рабочего колеса турбины.

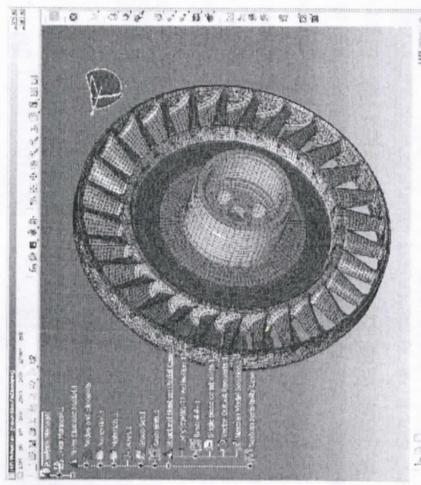


Рис. 4. Конечно-элементная модель РКТ

При экспериментальном определении модальных характеристик РКТ использовался ударно-импульсный способ возбуждения колебаний. Такой способ был выбран в силу того, что исследуемое РКТ имеет небольшие габариты и низкие коэффициенты демпфирования на собственных частотах колебаний.

При проведении исследований РКТ закреплялось по штанговой схеме на валу.

Исследования выполнялись с использованием аппаратурно-вычислительного комплекса фирмы «LMS», в состав которого входит:

- LMS SCADAS III, 40 каналов;
- LMS Test.Lab;
- LMS Virtual.Lab.

При исследовании использовался динамометрический молоток модели 086С03 массой 0,16 кг с металлическим наконечником. Во избежание искажения динамических характеристик были использованы однокомпонентные малогабаритные ИСР-акселерометры типа 352С23 массой 0,2 г, которые прикреплялись к РКТ с помощью воско-калифорнийской смеси.

Выбор расположения и количества точек измерения вибрации был сделан с помощью утилиты LMS VirtualLab PreTest. Полученная схема размещения акселерометров, их ориентация и места вибровоздействия (каркасная модель) приведены на рис. 5. По технологии LMS TestLab Modal Impact Roving Hammer. Измерения вибраций выполнялись одновременно в точках Zp1, Zp2, Zp3, Zp4, Zp5 и Rp6 (Z – осевое направление и R – радиальное направление акселерометров).

Выполнение полного объема исследований потребовало проведения 187 регистраций (каждая по пять усреднений).

В результате экспериментального анализа модальных характеристик двух экземпляров рабочего колеса турбины с помощью утилиты LMS TestLab PolyMAX в заданном диапазоне частот было выявлено свыше 20-ти собственных форм и частот колебаний. Отличие частот колебаний между экземплярами составило в среднем 0,5 %.

Корреляция экспериментальных и расчётных форм колебаний проведена с помощью утилиты LMS VirtualLab Correlation (*MAC – modal assurance criterion*). *MAC*-коэффициент определяется по следующей формуле:

$$MAC_{ij} = |\{\Psi_i^{\text{test}}\} \{\Psi_j^{\text{FE}}\}|^2 / (\{\Psi_i^{\text{test}}\} \{\Psi_i^{\text{test}}\}^*) (\{\Psi_j^{\text{FE}}\} \{\Psi_j^{\text{FE}}\}^*)$$

где:  $\Psi_i^{\text{test}}$  – вектор форм, полученных по результатам экспериментального модального анализа;  $\Psi_j^{\text{FE}}$  – вектор форм, полученных по результатам расчётного модального анализа.

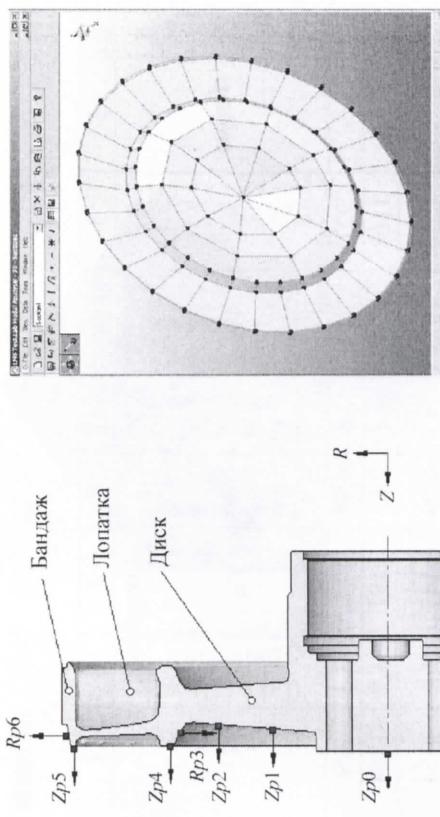


Рис. 5. Схема размещения акселерометров и мест вибровоздействия (слева); каркасная модель (справа)

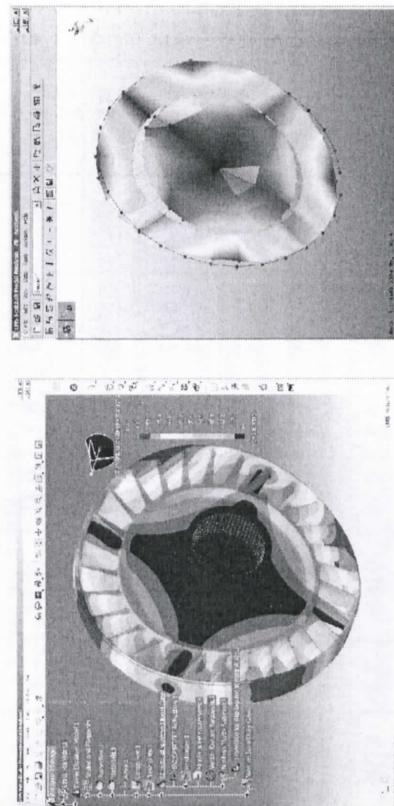


Рис. 6. Собственная форма колебаний с двумя узловыми диаметрами (1115 Hz (расчт) слева; 1168 Hz (эксперимент) справа)

Таблица

№	Форма	Расчёт		Коррекция	MAC-коэффициенты, [%]	$\Gamma_{\text{ц}}$	$\Gamma_{\text{ц}}^{\text{экспериментальная}}$ , [%]	Расчётные частоты, Гц
		Экспл.	Гц					
1	1 у.д.*)	922	899	2,6	0,79	954	-3,3	979
2	2 у.д.	1168	1115	4,8	0,82	1191	-1,9	1184
3	1 <sup>ый</sup> зонтик**)	1234	1075	14,8	0,89	1145	7,7	1154
4	3 у.д.	2242	2067	8,4	0,60	2226	0,7	2144
5	4 у.д.	3728	3416	9,1	0,55	3692	1,0	3530
6	2 <sup>ой</sup> зонтик	4765	4401	8,3	0,87	4618	3,2	4578
7	5 у.д.	5450	4986	9,3	0,44	5400	0,9	5152
8	2 <sup>ой</sup> зонтик,	5699	5263	8,3	0,81	5539	2,9	5421
9	6 у.д.	7323	6696	9,4	0,61	7147	2,5	6926
10	2 <sup>ой</sup> зонтик,	7345	6777	8,4	0,69	7259	1,2	6948
11	Рад., 3 у.д.	9060	8455	7,2	0,82	8991	0,8	8704
12	7 у.д.	9260	8473	9,3	0,30	9098	1,8	8769
13	2 <sup>ой</sup> зонтик,	9394	8600	9,2	0,39	9186	2,3	8796
14	4 у.д.	9419	8855	6,4	0,84	9355	0,7	9075
15	Рад., 4 у.д.	10764	10019	7,4	0,50	10685	0,7	10308

\*). д. – узловой диаметр; \*\*) зонтик – форма колебаний.

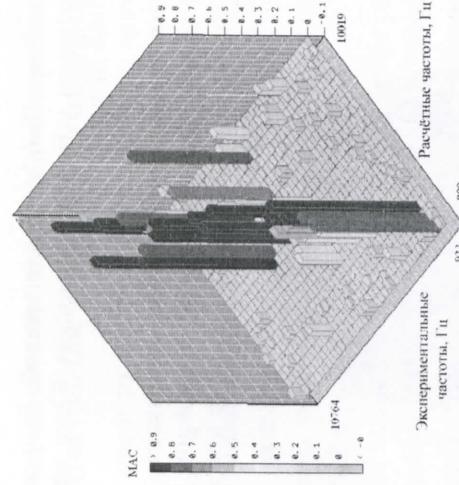


Рис. 7. Гистограмма MAC-коэффициентов

Полученная гистограмма MAC-коэффициентов приведена на рис. 7 и в таблице. Из таблицы видно следующее:

- значение большей части MAC-коэффициентов больше 0,5 , что говорит о хорошей корреляции;
- расчётные частоты лежат ниже экспериментальных частот и отличаются от них в среднем на 8,2 % (таблица, столбец 5).

### Коррекция конечно-элементной модели рабочего колеса турбины

Коррекция конечно-элементной модели по собственным формам и частотам колебаний проводилась с помощью утилиты LMS Virtual.Lab Optimization и решателя MSC.Nastran Sol200. Предварительно был проведен анализ чувствительности собственных частот колебаний к механическим характеристикам материала РКТ (таким как модуль Юнга и плотность) шести колывевых областей конечно-элементной модели (рис. 8). Анализ показал, что наибольшее влияние на собственные частоты колебаний оказывает плотность (т.е. масса) периферийной части РКТ – бандаж, лопатки, обод (рис. 9).

Для коррекции математической модели использовался алгоритм "Seq. Quadratic Prog". Выходными параметрами коррекции задавались частоты 15-ти мод (таблица, столбец 4), с весо-

вым коэффициентом  $Weight = 1$  для каждой. При этом пределы коррекции плотности материала и модуля Юнга колышевых обласстей задавались диапазоном  $\pm 5\%$ .

В результате проведённой коррекции отличие расчётных и экспериментальных значений собственных частот составило в среднем 2 % (таблица, столбы 7 и 8). Изменение плотности и модуля Юнга колышевых областей в процессе коррекции составило 4 % и 3 % соответственно.

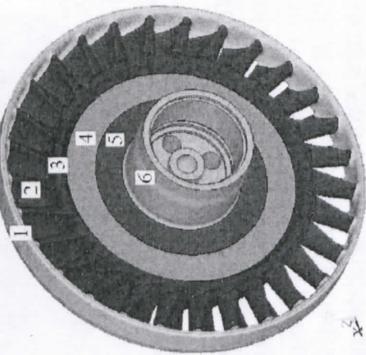


Рис. 8. Кольцевые области коррекции конечно-элементной модели РКТ

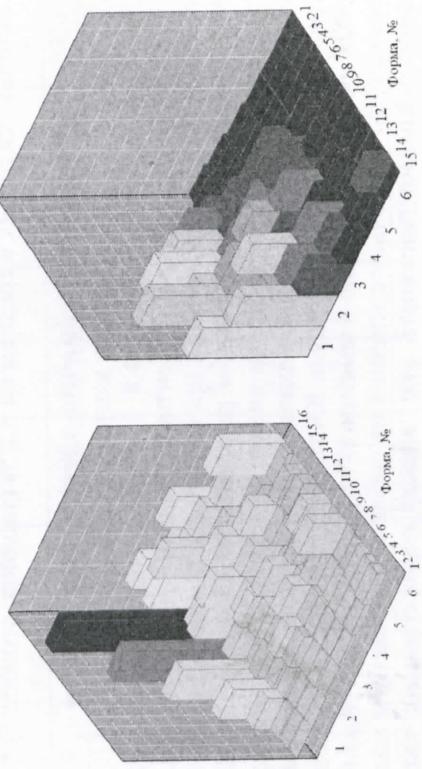


Рис. 9. Гистограмма чувствительности собственных частот колебаний по шести кольцевым областям конечно-элементной модели РКТ от модуля упругости (а), от плотности (б); 1 – б кольцевые области

## Расчёт динамических напряжений в рабочем колесе турбины. Построение диаграмм Кемпбелла и Гудмана

Ввиду того, что на РКТ действуют силовые и температурные нагрузки, а из-за градиента температуры механические свойства материала в нём различны по всему объёму, собственные частоты колебаний нагруженного РКТ будут отличаться от ненагруженного состояния. Для построения диаграммы Кемпбелла для РКТ в рабочих условиях был проведен расчёт собственных частот и форм колебаний РКТ с учетом рабочей температуры и силовых нагрузок. Полученные собственные частоты колебаний приведены в таблице (столбец 9). Запас по частотам возмущения  $8E$ ,  $16E$  и  $32E$  ( $E$  – число оборотов РКТ, в сек $^{-1}$ ) определён по диаграмме Кемпбелла (рис. 10) и составил менее 5 % для скорости вращения ротора 283 сек $^{-1}$ .

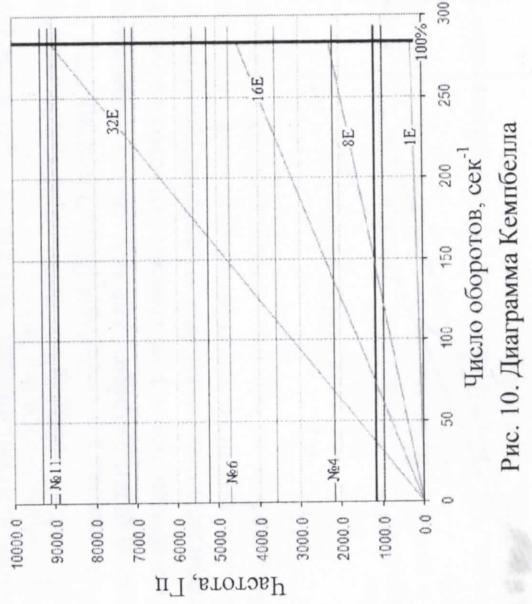


Рис. 10. Диаграмма Кемпбелла

Амплитуды динамических напряжений на частотах возмущающей нагрузки определены с помощью гармонического анализа

лиза по программе ANSYS методом *Mode Superposition*. При этом амплитуда пульсаций давления на частотах возмущающей нагрузки  $8E$ ,  $16E$  и  $32E$  задавалась по результатам газодинамического расчёта с использованием программы ANSYS CFX.

Полученные амплитуды динамических напряжений и известные значения средних напряжений в критических точках РКТ наносились на диаграмму Гудмана [1], [2].

На рис. 11 приведена модифицированная диаграмма Гудмана для наиболее нагруженной точки РКТ – периферии выходной кромки лопатки. Диаграмма построена по характеристикам многослойной усталости образцов, имеющих похожие геометрические размеры (толщина) и характеристики покрытия, на базе испытаний  $N_b = 10^7$  циклов. Параметры диаграммы следующие: предел выносливости  $\sigma_{-1} = 44 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ ; предел выносливости с надрезом  $\sigma_{-1}^H = 31 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ ; предел прочности  $\sigma_B = 130 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ ; предел текучести  $\sigma_{02} = 85 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ . Характеристики динамического нагружения следующие: среднее напряжение  $\sigma_m = 40 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ ; амплитуда напряжений  $\sigma_a = 10 \text{ кгс}/\text{мм}^2$ .

Из диаграммы видно, что для наиболее нагруженной точки РКТ существуют достаточные запасы по многоцикловой усталости как при отсутствии, так и при наличии концентратора напряжений.

## Выводы

Разработана методика многодисциплинарного исследования рабочего колеса турбины ЖРД, включающая следующие процессы:

- проведение расчёта нестационарного трёхмерного обтекания лопаток статора и РКТ с использованием программы ANSYS CFX;
- проведение экспериментального модального анализа рабочего колеса турбины, включающего определение и идентификацию собственных частот и форм колебаний в диапазоне частот возмущающих нагрузок с помощью аппаратурного и программного комплекса фирмы «LMS»;
- разработку с помощью программы ANSYS конечно-элементной математической модели рабочего колеса турбины и её расчётный модальный анализ;
- проведение коррекции конечно-элементной математической модели рабочего колеса турбины по результатам экспериментального модального анализа;
- определение запасов по вибрациям для частот возмущения с учётом силовых и температурных нагрузок;
- проведение расчёта динамических напряжений, возникающих в рабочем колесе турбины, по программе ANSYS. Это позволило установить, что для наиболье нагруженной точки рабочего колеса турбины имеется достаточный запас по многоцикловой усталости на частотах возмущающих нагрузок.

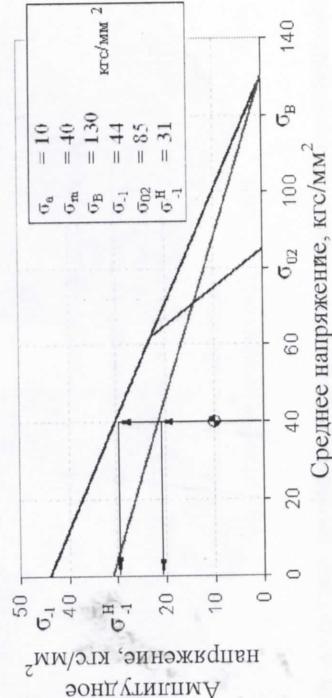


Рис. 11. Модифицированная диаграмма Гудмана

1. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
2. Когаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1969. 256 с.

Поступила 25.08.2008 г.