

*П. П. ГЕТМАНЧУК*

## К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Надежность и долговечность быстроходных машин, к которым можно отнести и газотурбинные авиационные двигатели, тесно связана с совместным решением проблем усталости материалов в действительных условиях работы деталей и проблем вибрации машин.

Менее известны демпферы, которыми энергия колебаний рассеивается в результате взаимных соударений вибрирующих деталей, т. е. демпферы ударного типа, хотя они (как показывает ряд исследований в этой области) обладают большими возможностями.

В настоящей работе приводятся результаты экспериментального исследования возможностей и эффективности ударного демпфирования вибраций применительно к натуральным лопаткам.

### УДАРНОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ МОДЕЛИ ЛОПАТКИ

Имитация ударного демпфирования вибрации лопатки газотурбинного двигателя была проведена на модели. В качестве модели использовали стальные пластины длиной 60—80 мм, шириной 15—20 мм, толщиной 1—3 мм. К пластине присоединяли ударные демпферы различных конструкций. Исследование демпфирования колебаний системы проводилось при вынужденных колебаниях. Возбуждение колебаний системы производили электромагнитным динамиком.

При интенсивной вибрации системы и при наличии зазора  $a$  (фиг. 1) происходят соударения между грузом и соответствующими поверхностями, ограничивающими перемещение подвижного груза.

В результате соударений амплитуда колебаний резко уменьшается, причем уровень уменьшения амплитуды зависит от веса подвижного груза и от величины зазора  $a$ . Таким образом, вес

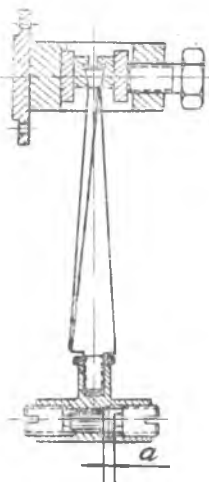
подвижного груза и величина зазора  $a$  являются основными конструктивными параметрами, которые определяют интенсивность ударного демпфирования.

Качественная проверка конструктивных параметров ударного демпфера проводилась в случае вынужденных колебаний в режимах резонанса и близких к нему.

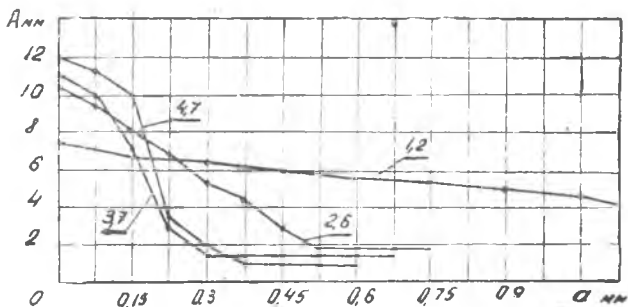
Регистрация колебаний проводилась осциллографированием напряжений, возникающих в пластине при колебаниях. В качестве датчика для записи осциллограммы применяли проволочный датчик сопротивления с базой 5 мм, который наклеивали на поверхность пластины. База датчика располагалась по продольной оси пластины.

Получив осциллограммы для различных значений грузов, автор построил кривые (фиг. 2) и координатах амплитуды напряжений и величины зазора. Точки кривых получены при постоянной интенсивности возбуждения, но при различных значениях зазора  $a$ . Изменение зазора  $a$  достигается выворачиванием упоров подвижного груза.

Кривые указывают на интенсивное снижение амплитуды напряжения в пластине при демпфировании. Минимальные напряжения при демпфировании соответствуют оптимальному зазору  $a$ , зависящему от веса подвижного груза. Изменение величины зазора  $a$  выше оптимального приводит к неустойчивому движению груза, что проявляется на осциллограмме в колебаниях амплитуды напряжений.



Фиг. 1.



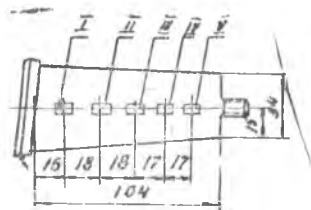
Фиг. 2.

Полученные результаты позволили качественно определить основные конструктивные параметры ударного демпфера, которые в дальнейшем исследовались в случае вынужденных колебаний натуральных лопаток компрессоров газотурбинных двигателей.

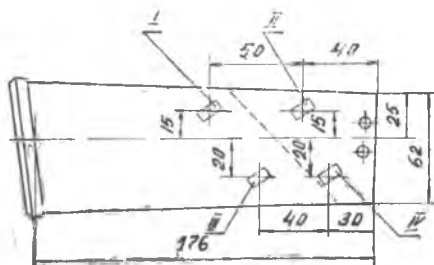
## УДАРНОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ НАТУРНЫХ ЛОПАТОК

В качестве объекта исследования использовались произвольно выбранные лопатки компрессоров серийных газотурбинных двигателей.

Схемы подготовленных к исследованию лопаток приведены на фиг. 3 и 4.



Фиг. 3.



Фиг. 4.

В первом случае (фиг. 3) датчики с базой 10 мм наклеены на спинке лопатки. База датчиков расположена вдоль оси, проходящей через центры тяжести поперечных сечений лопатки.

Во втором случае (фиг. 4) датчики наклеены на поверхности корытца лопатки в области высоких напряжений при колебании лопатки по второй изгибной форме.

База датчиков расположена нормально к узловой линии второй изгибной формы колебаний лопатки (пунктирная линия на фиг. 4).

Размеры корпусов ударных демпферов позволяют разместить их в замке лопатки или в бандажной полке.

Исследование эффективности ударного демпфирования вибрации натуральных лопаток проводилось при вынужденных колебаниях, возбуждаемых электромагнитным динамиком.

Результаты осциллографирования напряжений в лопатке с первой схемой расположения проволочных датчиков приведены в таблице I.

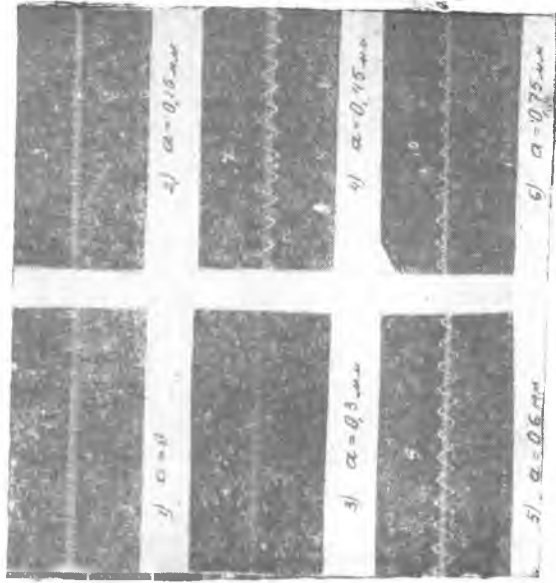
Результаты осциллографирования напряжений в лопатке со второй схемой расположения проволочных датчиков приведены в виде осциллограмм (фиг. 5).

Сопоставляя значения амплитуд напряжений (таблица I) режима без демпфирования соответственно с режимом с демпфированием или осциллограммы нетрудно убедиться в эффективности ударного демпфирования вибрации натуральных лопаток.

Осциллографирование режимов без демпфирования производилось без зазора в демпфере, а осциллографирование режимов с демпфированием проводилось при оптимальной величине зазора  $a$  для соответствующего значения веса подвижного груза. Величину оптимального зазора устанавливали опытным путем.

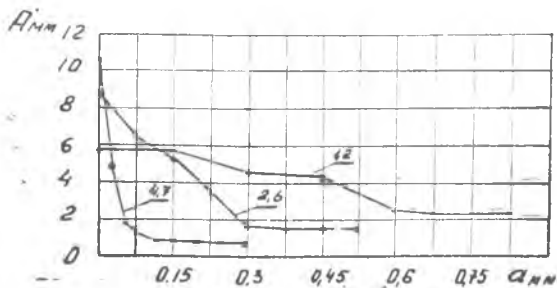
Таблица 1

Железобетонный профилированный панель	Сечение панели		Средняя толщина системы (расстояние между направляющими панелью)	Характер панели	Высота $H$ в мм	Величина в мм напряжения в мм радиусы в мм							
	$M$ мм	$\Phi$ мм				I	II	III	IV	V	VI		
1	16	20	3	7	8	9	10	11	12	13	14		
						без расшир	0	11	-	17	20	23	
			125			с демпфер	0,4	15	-	2	25	3	
						с демпфер	0,4	28	-	8,5	8	26	
						без демпфера	0	14	-	4	8	20	
2	16	20	3,7	530		с демпфер	0,4	3	-	10	15	53	
						с демпфер	0	36	-	33	32	37	
3	16	20	7	554		без демпфера	0	14	65	2	9	19	
						с демпфер	0,4	2	15	1	2	25	
						с демпфер	0	55	43	2	4,5	26	
4	16	20	7	1135		без демпфера	0	13	4	1,5	6		
						с демпфер	0,4	4	4	4,5	1	1	
						с демпфер	0	8,5	14	17	16	8	
5	16	20	7	1850		с демпфер	0,4	1,5	4	1,5	4,5	4,5	
						с демпфер	0	56	35	13	106	53	



Фиг. 5.

Постепенное снижение амплитуды напряжения при таком осциллографировании в качестве примера приведено на фиг. 5. Аналогичные осциллограммы были использованы при построении кривых фиг. 6, из которых видна эффективность ударного демпфирования вибрации натуральных лопаток. Интенсивность снижения напряжений зависит от величины подвижного груза и величины зазора. Вес подвижного груза, обеспечивающий снижение напряжений в 8—10 раз, меньше веса системы в 70—100 раз, а величина зазора лежит в пределах 0,2—0,3 мм. Эти цифры дают пол-



Фиг. 6.

ное представление о конструктивных размерах ударного демпфера и тем самым определяют возможность применения ударного демпфера для снижения вибрации лопаток газотурбинных двигателей.

Предлагаемая методика построения итоговых кривых может быть использована для подбора опытным путем конструктивных размеров ударного демпфера конкретной лопатки.