

# ОСОБЕННОСТИ КАЧЕСТВЕННЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВЛИЯНИЯ СВЯЗАННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК НА СОБСТВЕННЫЕ ФОРМЫ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД

Ермаков А.И., Егоров М.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В настоящее время еще не утвердилось четкого определения явлению связанности колебаний лопаток и диска рабочего колеса и не выработаны пригодные для практического использования критерии ее численной оценки. Обычно под связанностью колебаний в колесе понимается качественная оценка степени влияния упругих колебаний лопаток и диска друг на друга. Если такое влияние отсутствует, колебания считаются несвязанными. На основе отмеченного представления о связанности, например, в [1, 2] вскрыты закономерности формирования спектра собственных частот рабочего колеса. На практике достаточно часто для сокращения объема расчетных исследований, а также качественного толкования экспериментальных результатов, важно сделать заключение о том, является ли представляющее интерес рабочее колесо единой упругой системой, или допустимо при решении конкретной задачи его лопатки считать изолированными друг от друга объектами. Сказанное особенно актуально для современных роторов барабанного типа. Существующие понятия и критерии связанности колебаний лопаток и диска не позволяют сделать такого заключения или обосновать его, поэтому введем новое понятие связанности колебаний, под которой при возбуждении конкретной формы колебаний будем понимать способность рабочего колеса или ротора передавать механическую энергию колебаний от лопатки с максимальной амплитудой смещений к другим лопаткам венца. Очевидно, что в изложенной постановке вопроса, связанность колебаний зависит не только от соотношения жесткостей лопаток и диска, но и от демпфирующих свойств системы. Величину связанности будем оценивать с помощью коэффициента  $\chi_m$ , определяемого по формуле:

$$\chi_m = \lambda_0 \frac{\sum_{j=0}^{S-1} \bar{q}_{\Sigma j}^2 - 1}{S - \lambda_0}, \quad (1)$$

где  $\chi_m$  – коэффициент связанности колебаний лопаток;

$\lambda_0 = 1$ , если колебания происходят по форме с  $m=0$  или  $m=S/2$

$\lambda_0 = 2$  в остальных случаях.

$$\bar{q}_{\Sigma j} = \frac{q_{\Sigma j}}{q_{\max}},$$

где  $q_{\max}$  – максимальное пространственное смещение в лопаточном венце при колебаниях колеса по рассматриваемой форме;  
 $q_{\Sigma j}$  – амплитудное пространственное смещение  $j$ -ой лопатки в точке, являющейся сходственной к точке, в которой имеет место смещение  $q_{\max}$ .

Легко показать, что если распределение смещений по окружности носит гармонический характер, то коэффициент связанности  $\chi_m = 1$ . В натуральных рабочих колесах из-за нарушения поворотной симметрии окружной гармонический закон распределения смещений при колебаниях по любой из собственных форм всегда искажен. Степень такого искажения зависит не только от того, насколько сильно нарушена поворотная симметрия, но и от величины связанности колебаний лопаток. Чем последняя меньше, тем больше окружное искажение собственных форм. Проведенные расчетные исследования показали, что для любой конструкции колеса уменьшение связанности колебаний качественно приводит к одному и тому же процессу искажения собственных форм. В нем можно выделить два характерных этапа. На первом происходит нарастание искажения формы, что проявляется в относительном уменьшении амплитуд колебаний большинства лопаток. Максимальная амплитуда при этом может переходить от одной лопатки к другой. Этап заканчивается, когда форма принимает ярко выраженный локализованный вид, который характеризуется тем, что в колебаниях участвует небольшое число лопаток, а основная их масса имеет незначительные смещения. Среди активно колеблющихся лопаток одна всегда имеет заметно большую амплитуду. На втором этапе отмеченного процесса локализация усиливается. Колебания начинают стягиваться к одной лопатке и в конечном итоге превращаются в ее одиночные смещения. На этом этапе максимальная амплитуда всегда сохраняется у одной и той же лопатки. Следует отметить, что локализованные формы бессмысленно характеризовать числом волн деформаций.

Отмеченные качественные закономерности проиллюстрируем на примере влияния связанности колебаний лопаток на окружное искажение собственных форм модельного рабочего колеса.

Его конструкция, представляющая собой диск постоянной толщины с расположенными на нем 16-ю разночастотными лопатками, изображена на рис.1. Парциальные частоты лопаток приведены в таблице.1.

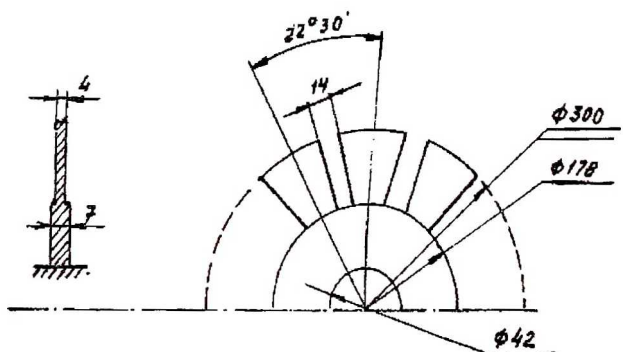


Рис. 1. Исходный вариант конструкции модели

Таблица 1

Парциальные собственные частоты колебаний лопаток модельного рабочего колеса

№ лопатки	1	2	3	4	5	6	7	8
$f$ , Гц	675	670	684	663	676	688	687	684
№ лопатки	9	10	11	12	13	14	15	16
$f$ , Гц	684	675	670	679	686	687	684	673

На рис. 2 изображен полученный расчетным и экспериментальными методами спектр собственных частот колебаний модельного колеса.

Экспериментально удалось обнаружить расслоение кратных частот только для двух форм: с  $m=2$  и  $m=3$ . Для одной из них на рис.3 приведены расчетное и экспериментальное распределения смещений по периферии лопаток. Экспериментальные смещения определены по интерферограммам. Исходное колесо обладает сильной связанностью колебаний лопаток. Это хорошо видно из рис.4, на котором показана зависимость коэффициента связанности  $\chi_m$  от числа волн деформаций для форм, представленных на рис.2. Из представленных данных видно, что для исходной величины связанности колебаний расчетные результаты хорошо согласуются с экспериментальными. Уменьшение связанности колебаний лопаток осуществлялось за счет увеличения

толщины диска. Плавное изменение последней позволило проследить весь путь искажения собственных форм вплоть до полного исчезновения связанности.

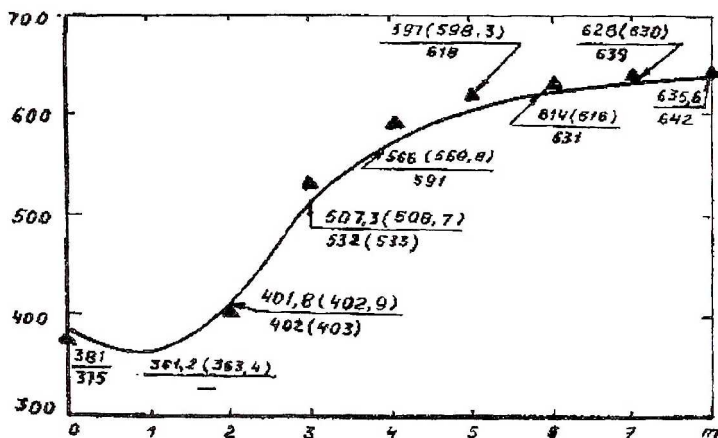


Рис. 2 Спектр собственных частот колебаний исходной конструкции

— — расчет;  $\Delta$  - эксперимент;  $f_m^{(1)}(f_m^{(2)})/f_{mэ}^{(1)}(f_{mэ}^{(2)})$ ;

$f_m^{(1)}(f_m^{(2)})$  - расчетные собственные частоты парных форм;

$f_{mэ}^{(1)}(f_{mэ}^{(2)})$  - экспериментальные собственные частоты парных форм

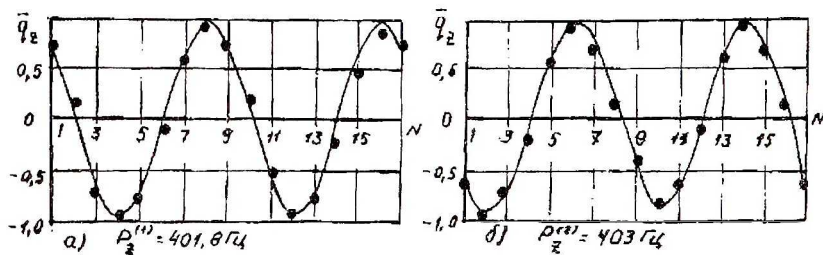


Рис. 3. Распределение смещений периферийных точек лопаток при колебаниях исходной модели по парным формам с  $m=2$  :

— — расчет; • — эксперимент

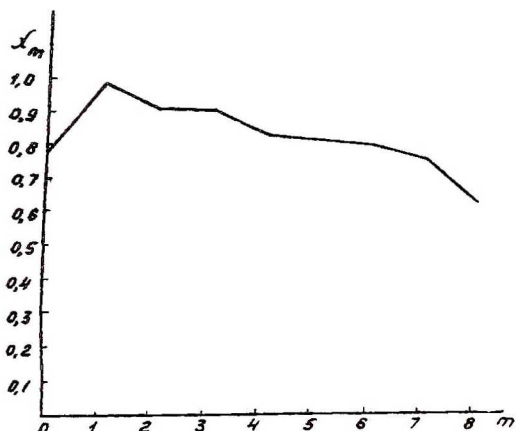


Рис.4. Зависимость коэффициента связности от числа волн деформаций в исходной конструкции модели

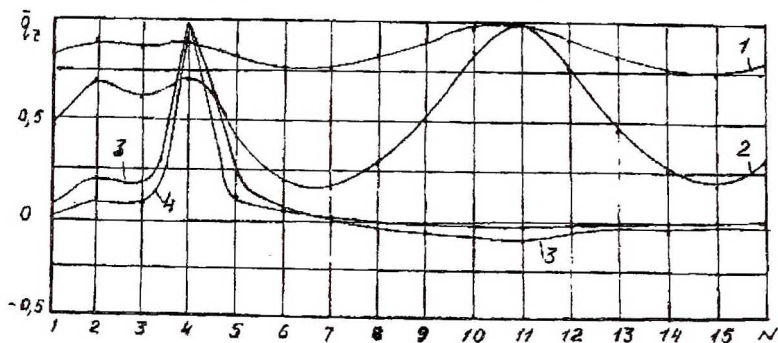


Рис. 5. Изменение формы колебаний с  $m=0$  при утолщении диска ...одельного рабочего колеса:

1 -  $\chi_0=0,71$ ; 2 -  $\chi_0=0,25$ ; 3 -  $\chi_0=0,01$ ; 4 -  $\chi_0=0,002$

Фрагменты процесса искажения продемонстрированы на рис.5 ... рис.7. Цифрой 1 на этих рисунках обозначена исходная форма колебаний, цифрой 2 – ее вид в начальный момент искажения на первом этапе. Цифрой 3 на всех рисунках отмечена форма, достигнувшая этапа локализации. Форма под цифрой 4 демонстрирует шаг усиления локализации на втором этапе процесса искажения. В подрисуночных подписях на отмеченных рисунках приведены величины коэффициента связности  $\chi_m$  для каждой собственной формы. На рис.8 и рис.9 показаны те же формы, что и на рис.5 ... рис.7, но разложенные в ряд Фурье. Хорошо видно, что локализованные формы в разложенном виде в качестве составляющих содержат практически все разрешенные

порядком симметрии гармоники, амплитуды которых сопоставимы по величине. Очевидно, что они примерно в равной степени могут быть возбуждены любой гармоникой с  $m=0\dots S/2$  ( $((S-1)/2)$ ).

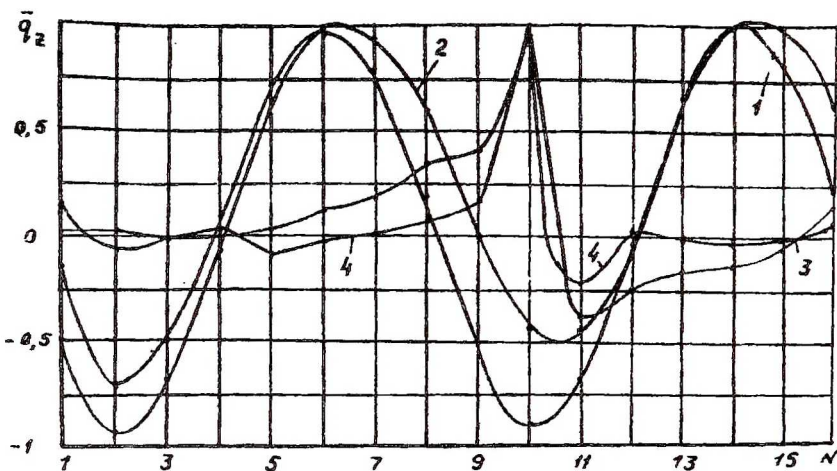


Рис. 6. Изменение формы колебаний с  $m=2$  при утолщении диска модельного рабочего колеса:

1 -  $\chi_2=0,92$ ; 2 -  $\chi_2=0,73$ ; 3 -  $\chi_2=0,14$ ; 4 -  $\chi_2=0,04$

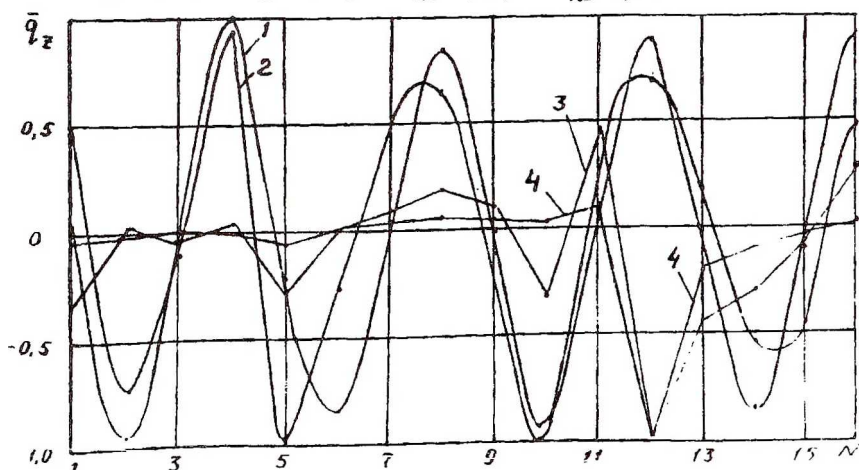


Рис. 7. Изменение формы колебаний с  $m=4$  при утолщении диска модельного рабочего колеса:

1 -  $\chi_4=0,84$ ; 2 -  $\chi_4=0,59$ ; 3 -  $\chi_4=0,13$ ; 4 -  $\chi_4=0,01$

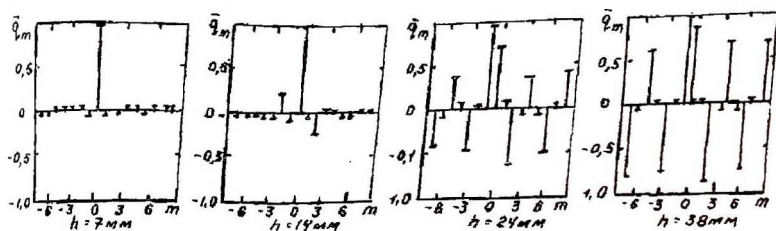


Рис. 8. Изменение гармонического состава формы колебаний с  $m=0$  при утолщении диска модельного рабочего колеса

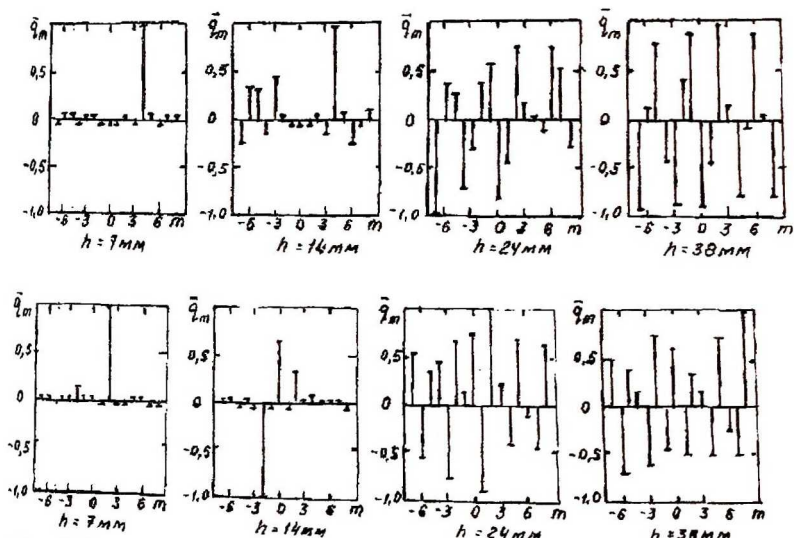


Рис. 9. Изменение гармонического состава формы колебаний с  $m=2$  и  $m=4$  при утолщении диска модельного рабочего колеса

В качестве примера на рис.10 и рис.11 приведены формы колебаний с  $m=4$  для двух рабочих колес двигателя НК-12. Одна из них является незначительно искаженной, а другая – локализованной.

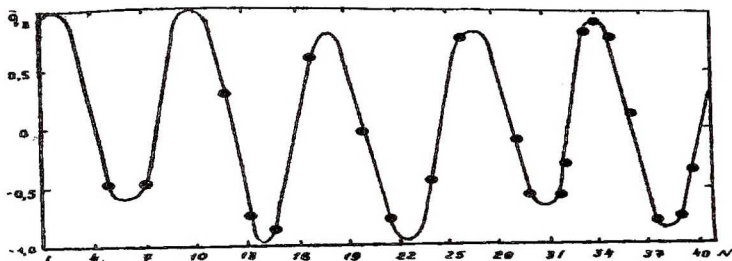


Рис. 10. Форма колебаний с  $m=4$  рабочего колеса 2-ой ступени компрессора двигателя НК-12

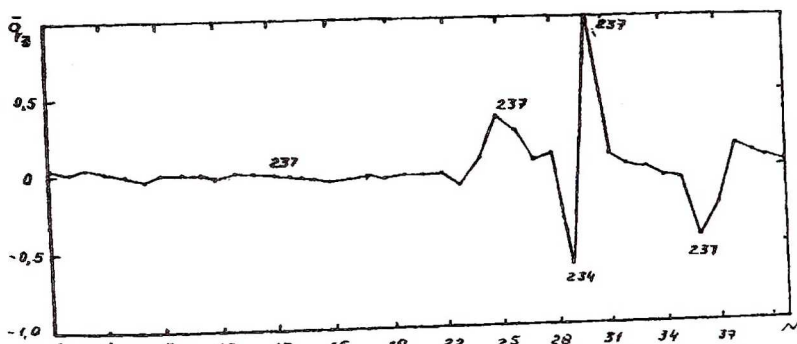


Рис. 11. Форма колебаний с  $m=4$  рабочего колеса 4-ой ступени компрессора двигателя НК-12

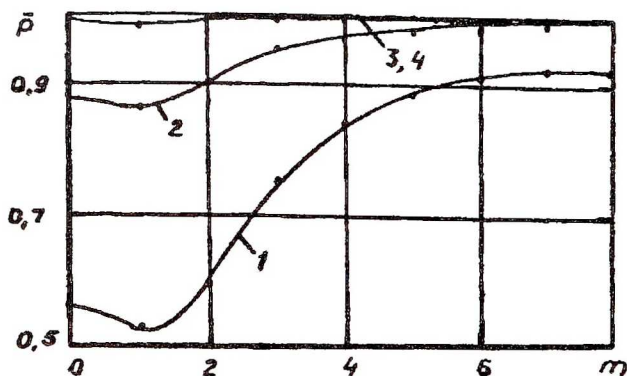


Рис. 12. Деформация спектра собственных частот колебаний модели как поворотно-симметричной системы при утолщении диска



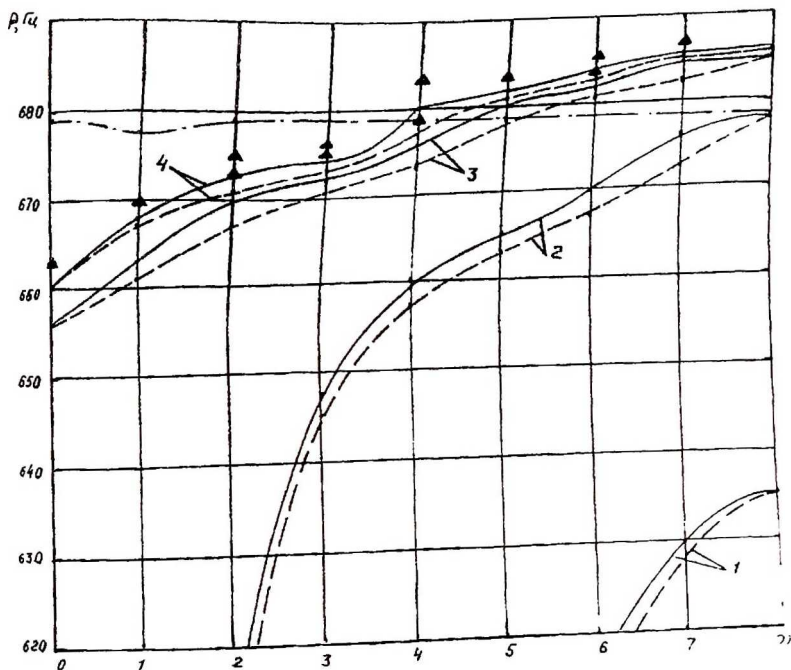


Рис. 13. Деформация спектра собственных частот колебаний модели при утолщении диска

Цифры на рис.11 соответствуют значениям парциальных частот лопаток, над номерами которых они нанесены. Следует обратить внимание на два момента. Во-первых, значимые смещения в локализованной форме имеют не только лопатки с равными или близкими парциальными частотами. Например, лопатка под номером 13 имеет ту же парциальную частоту, что и лопатка с максимальной амплитудой колебаний. Однако, ее отклонения от положения равновесия близки к нулю. И во-вторых, локализованные формы утрачивают самоуравновешенность и поэтому могут являться источником возбуждения колебаний ротора.

Так как при исчезновении связанности колебаний спектр рабочего колеса вырождается в совокупность парциальных частот, то выстроив эти частоты определенным образом, можно определить лопатку, в которой локализуется та или иная форма колебаний системы. Такая расстановка приведена в таблице 2. Она имитирует расположение

собственных частот  $\left( f_m^{(1)}, f_m^{(2)} \right)$  колеса с учетом парности форм при изменении  $m$  от 0 до 8. Здесь же для каждой из парциальных частот даны номера лопаток, обладающих этой частотой.

Таблица 2

Расстановка парциальных частот в виде спектра собственных частот колебаний модельного колеса

$m$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$f_m^{(1)}$ , Гц	663	670	673	675	679	684	684	687	688
Номер лопатки	4	2,11	16	1,10	12	3,8,9, 15	3,8,9, 15	7,14	6
$f_m^{(2)}$ , Гц	–	670	675	676	684	684	686	687	–
Номер лопатки	–	2,11	1,10	5	3,8,9, , 15	3,8,9, 15	13	7,14	–

В таблице 3 приведены номера лопаток, имеющих максимальную амплитуду при колебаниях по каждой из собственных форм нулевого семейства. Результаты даны для колеса с различной толщиной диска  $h$ . Видно, что при уменьшении связанности колебаний лопатка, в которой в конечном итоге локализуется та или иная форма, выделяется не сразу, но она обязательно входит в число лопаток, отмеченных в таблице 2.

Деформация спектра собственных частот колебаний колеса при утолщении диска показана на рис.13. Пунктиром здесь нанесены частоты парных форм, а треугольниками – парциальные частоты лопаток. На рис.12 показана деформация спектра номинальной конструкции модели, то есть без учета ее асимметрии. Из сравнения спектров видно, что при слабой связанности колебаний они имеют существенное отличие. Спектр колеса с одинаковыми лопатками стремится к горизонтальной прямой и имеет в связи с этим большую плотность частот. Плотность спектра колеса с нарушенной симметрией зависит от точности изготовления лопаток.

Номера лопаток, имеющих максимальную амплитуду колебаний

$h \cdot 10^3$ м	$f$ , Гц	m								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8
7	$f_m^{(1)}$	11	3	8	2	4	5	12	3	7
	$f_m^{(2)}$	—	15	14	11	11	11	6	14	—
14	$f_m^{(1)}$	11	4	8	2	10	16	3	9	7
	$f_m^{(2)}$	—	10	14	11	11	10	15	7	—
28	$f_m^{(1)}$	4	2	16	5	12	15	9	8	6
	$f_m^{(2)}$	—	11	10	1	8	3	13	14	—
38	$f_m^{(1)}$	4	2	16	1	12	15	9	7	6
	$f_m^{(2)}$	—	11	10	5	8	3	13	14	—

### Список литературы

1. Ермаков А.И., Фролов В.А. Расчет динамических характеристик рабочих колес авиационных ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. -217с. -Деп. в ВИНТИ 03.12.84, № 7669-В84.
2. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин . М.: Машиностроение , 1983. - 224с.