.6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А № 108 1958

Н. ЗИНОВЬЕВ

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ТУРБИННЫХ ДИСКОВ

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН 1958

Ep. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А № 108 1958

Н. ЗИНОВЬЕВ

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ТУРБИННЫХ ДИСКОВ

Ep. 1346

ENSV Teaduste Akadeemia
Keskraamatukogu

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН, 1958

Излагается приближенный метод расчета на вибрацию облопаченных турбинных дисков конического профиля. В основу метода положена экспериментально установленная зависимость между частотами колебаний с различным числом узловых диаметров. Предлагаемый метод расчета позволяет значительно сократить объем вычислительных работ при сохранении необходимой для практических целей точности.

В практике эксплуатации паровых турбин принято считать вибрационную характеристику облопаченных дисков важнейшим показателем надежности работы турбины. Вследствие этого, в процессе проектирования турбины, при определении конструктивных размеров дисков всегда учитываются требования вибрационной надежности. Требования вибрационной надежности сводятся к следующему:

а) Величина вибрационной характеристики $\frac{kn}{f_k}$ не должна быть равна единице.

б) Разность $\left(1 - \frac{kn}{f_k}\right) 100\%$ по данным Campbell'а не должна быть, по абсолютной величине, меньше 15% при колебаниях с 2 узловыми диаметрами и 10% с 3-мя и 4-мя узловыми диаметрами.

k — число узловых диаметров при колебаниях диска.

n — секундное число оборотов диска.

f_k — статическая частота колебаний диска с числом узловых диаметров равном k.

Для определения частоты собственных колебаний облопаченного диска f_k, входящей в выражение вибрационной характеристики, обычно используется весьма трудоемкий энергетический метод. Анализ обширного экспериментального материала по вибрации дисков позволил установить простую зависимость между частотами колебаний турбинных облопаченных дисков с различным числом узловых диаметров.

Как известно, для диска равной толщины закрепленного в центре и свободного по краям, Southwell'ом [Л. 2] было получено точное решение для частот собственных колебаний. На основании точного решения, значение частоты собственных колебаний диска с различным числом узловых диаметров может быть определено из выражения:

$$f_k = \frac{\alpha}{2\pi} \frac{h}{D_2^2} \sqrt{\frac{Eg}{3(1-\nu^2)\gamma}}; \tag{1}$$

$2h$ — толщина диска равной толщины.

D_2 — наружный диаметр диска.

E — модуль упругости при изгибе.

g — ускорение силы тяжести.

ν — коэффициент Пуассона.

γ — удельный вес материала.

α — коэффициент зависящий от вида колебаний.

Величина коэффициента α при колебаниях с различным числом узловых диаметров приведена в таблице № 1. [Л. 2].

Таблица 1

K	1	2	3
α	0	29	156

Полученную в результате точного решения, для случая колебаний диска равной толщины, зависимость (1) мы пытались распространить на случай колебания турбинных облопаченных дисков конического профиля при условии соответствующего изменения коэффициента α_k и нахождения зависимости его от размеров диска.

При экспериментальной проверке зависимости (1) для конических облопаченных дисков величина α_k была представлена нами как:

$$\alpha_k = \frac{\vartheta f_2}{\frac{1}{2\pi} \frac{h}{D_2^2} \sqrt{\frac{Eg}{3(1-\nu^2)\gamma}}}, \tag{2}$$

где:

ϑ — коэффициент показывающий, во сколько раз частота колебаний с k узловыми диаметрами превышает частоту колебаний диска с 2 узловыми даметрами.

f_2 — статическая частота колебаний облопаченного конического диска с 2 узловыми диаметрами.

Учитывая выражение (2), перепишем зависимость (1) для случая колебаний конического облопаченного турбинного диска в виде:

$$f_k = \vartheta f_2; \tag{3}$$

Из уравнения (3) видим, что для того, чтобы определить частоту колебаний диска с k-м числом узловых диаметров надо знать величину коэффицента ϑ и частоту колебаний диска с двумя узловыми диаметрами: f_2

Очевидно величина коэффициента ϑ зависит от размеров диска, облопачивания и от вида колебаний.

Величину коэффициента ϑ определяем экспериментально для каждого вида колебания одного и того же диска. Для этой цели по оси ординат будем откладывать величину $ln\vartheta$ равную $ln\frac{f_k}{f_2}$, а по оси абсцисс величину $(k-2)$ соответствующую виду колебания.

На рис. 1. приведена указанная зависимость построенная для пяти различных турбинных дисков.

Как видим, во всех случаях, до $k=6$ экспериментальные точки с достаточной точностью ложаться на прямую, уравнение которой будет:

$$\ln \frac{f_k}{f_2} = \beta(k-2); \tag{4}$$

β — тангенс угла наклона прямой.

Потенцируя выражение (4) получаем:

$$\vartheta = \frac{f_k}{f_2} = e^{\beta(k-2)}; \tag{5}$$

Анализ результатов вибрационных испытаний облопаченных дисков паровых турбин показывает, что величина коэффициента β зависит в основном от величины обода, ступицы и облопачивания. Влияние указанных факторов на частоту собственных колебаний диска учитывается коэффициентом β.

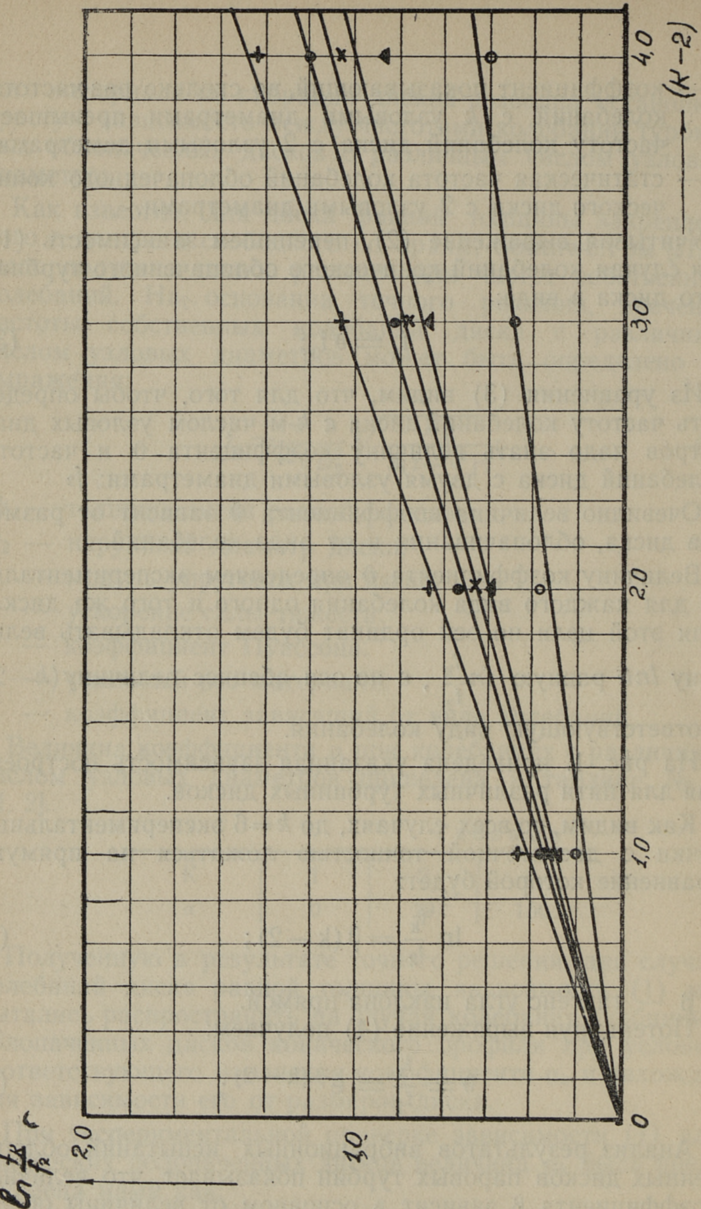

Рис. 1. Зависимость изменения величины $\ln\frac{f_k}{f_2}$ от вида колебания (числа узловых диаметров).

На рис. 2 приведена зависимость β от величины α_2 при колебаниях с двумя узловыми диаметрами, построенная по экспериментальным данным для различных дисков, отличающихся размерами и облопачиванием.

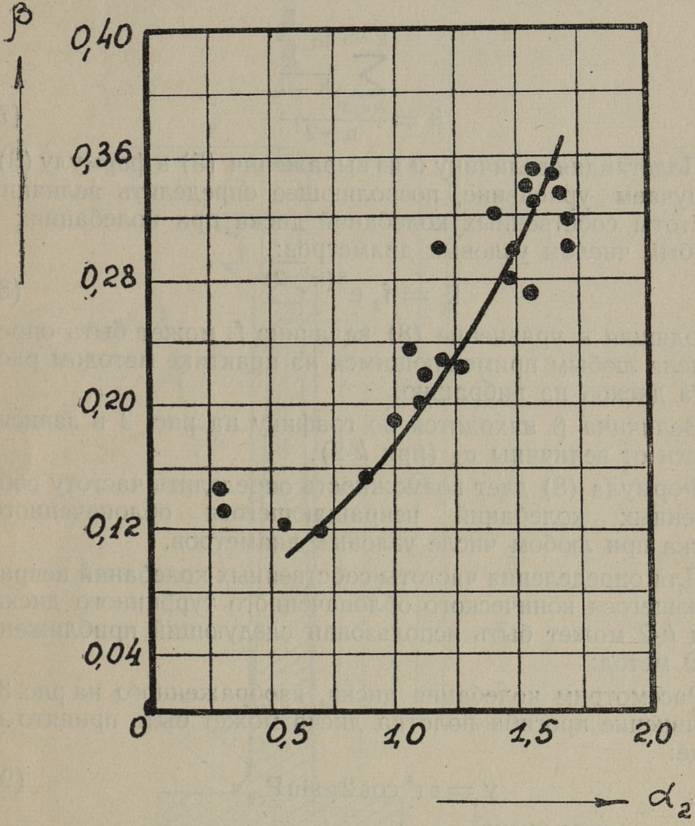

Рис. 2. Зависимость коэффициента β от величины α_2.

Как видим, диски, имеющие одинаковую величину α_2, практически имеют одинаковую величину коэффициента β.

Приведенная на рис. 2 зависимость построена по данным вибрационных испытаний дисков конденсационных турбин мощностью 6000 ÷ 12000 квт. Величина α_2 определялась как:

$$\alpha_2 = \frac{f_2}{\frac{h}{2\pi D_2^2}\sqrt{\frac{E g}{3\gamma(1-\nu^2)}}}; \tag{6}$$

а величина показателя β определялась как средняя из значений по формуле:

$$\beta = \frac{\sum\limits_{k=3}^{k=n} \frac{\ln \frac{f_k}{f_2}}{k-2}}{n-2} \tag{7}$$

Подставляя величину ϑ из выражения (5) в формулу (3), получаем уравнение, позволяющее определить величину частоты собственных колебаний диска при колебаниях с любым числом узловых диаметров:

$$f_k = f_2\, e^{\beta(k-2)} \tag{8}$$

Входящая в уравнение (8) величина f_2 может быть определена любым применяющимся на практике методом расчета дисков на вибрацию.

Величина β находится по графику на рис. 2 в зависимости от величины α_2 (при k-2).

Формула (8) дает возможность определить частоту собственных колебаний невращающегося облопаченного диска при любом числе узловых диаметров.

Для определения частоты собственных колебаний невращающегося конического облопаченного турбинного диска при k-2 может быть использован следующий приближенный метод:

Рассмотрим колебания диска, изображенного на рис. 3. Уравнение прогиба полотна диска может быть принято в виде:

$$y = \varepsilon\, r^s \cos 2\varphi \sin P_{ст}\, \tau \tag{9}$$

где:

r радиус диска.
ε постоянный коэффициент.
S показатель параболы в уравнении прогиба полотна.
$P_{ст}$ круговая частота невращающегося диска.
τ время.
φ угловая координата.

Задаваясь различными значениями s, находим максимальное значение кинетической и потенциальной энергий при колебаниях турбинного диска.

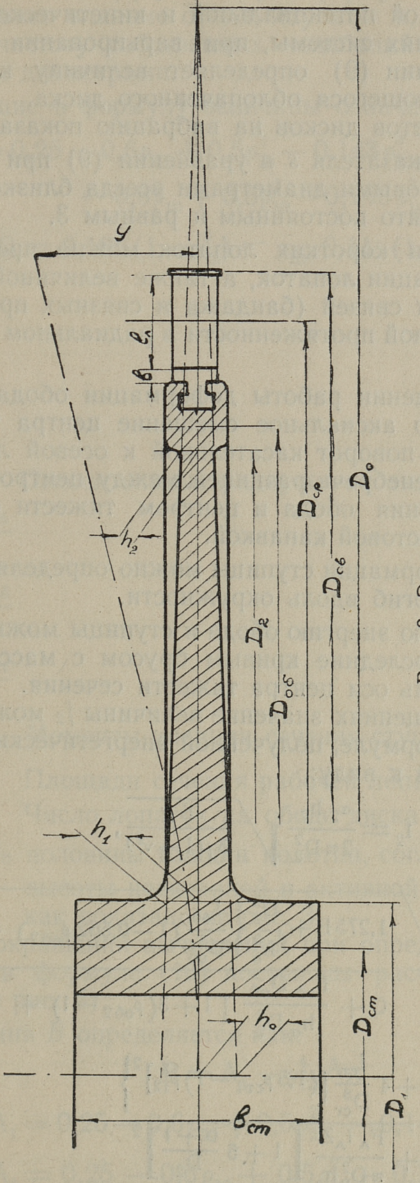

Рис. 3. Эскиз диска.

Согласно теории колебаний, минимум отношения величины максимальной потенциальной и кинетической энергий при колебаниях системы, при варьировании показателя s в уравнении (9) определяет величину круговой частоты невращающегося облопаченного диска.

Практика расчетов дисков на вибрацию показала, что:

1) значение показателя s в уравнении (9) при колебаниях с двумя узловыми диаметрами всегда близко к 3, и может быть принято постоянным и равным 3.

2) при наличии коротких лопаток можно пренебречь энергией деформации лопаток, а также величиной потенциальной энергии связей (бандажа и связных проволок) вследствие их малой протяженности в радиальном направлении.

3) при определении работы деформации обода можно учитывать только аксиальное смещение центра тяжести сечения обода и поворот касательной к осевой линии, а также можно пренебречь разницей между центром тяжести полного сечения обода и центром тяжести сечения, ослабленного хвостовой канавкой.

4) работу деформации ступицы можно определять, учитывая только прогиб вдоль окружности.

5) кинетическую энергию обода и ступицы можно определять считая последние кривым брусом с массой, распределенной вдоль оси центра тяжести сечения.

При этих допущениях значение величины f_2 может быть определено по формуле, полученной энергетическим методом, приведенной к виду:

$$f_2 = \frac{\alpha_2 h_2}{2\pi D_2^2} \sqrt{\frac{E g}{3\gamma(1-\nu^2)}}, \tag{10}$$

где:

$$\alpha_2 = 4 \sqrt{\frac{1{,}275 B + \frac{D_2^2}{h_o^3} \left\{ \frac{I_{об}}{D_{об}^3} \left(1 - 0{,}562\, \rho_{об\,2}\right) + 4 \frac{I_{ст}}{D_{ст}^3} \left[\left(1{,}5\, \rho_{ст\,1} - 1\right) \rho_{12}^3\right]^2 \right\}}{C + \frac{F_{об} D_{об}}{h_o D_2^2} \left[1 + 3\left(\rho_{об\,2} - 1\right) + \frac{F_л l_л Z}{\pi D_2^2 h_o} \left[1 + 6 \frac{b + l}{D_2}\right]^2\right.}}$$

В отличие от коэффициента α в формуле 1, коэффициент α_2 учитывает влияние обода, ступицы и, частично, лопаток на частоту собственных колебаний диска с двумя узловыми диаметрами.

Входящие в формулу величины означают:

$$B = 0{,}25 - 0{,}6\rho_{20} + 0{,}5\rho_{20}^2 - 0{,}143\,\rho_{20}^3 - \rho(0{,}25 - $$
$$- 0{,}6\rho_{10} + 0{,}5\rho_{10}^2 - 0{,}143\,\rho_{10}^3)$$

$$C = 0{,}125\,(1 - \rho_{12}^8) - \rho_{20} \cdot 0{,}11 \cdot (1 - \rho_{12}^9);$$

$\rho_{20} = \dfrac{D_2}{D_0}$

$\rho_{10} = \dfrac{D_1}{D_0}$

$\rho_{12} = \dfrac{D_1}{D_2}$ Относительные радиусы

$\rho_{об\,1} = \dfrac{D_{об}}{D_1}$

$\rho_{об\,2} = \dfrac{D_{об}}{D_2}$

$P_{ст_1} = \dfrac{D_{ст}}{D_1}$

$I_{ст}$; $I_{об}$; Моменты инерции сечения ступицы и обода

$F_л$; $F_{об}$; Площади сечения рабочей лопатки и обода

Z Число лопаток на ободе диска

h_1; h_2; h_0 половины толщин полотна, согласно рис. 3.

b; l высоты неактивной и активной части лопаток, как показано на рис. 3.

Для сокращения вычислений при определении величин B и C в формуле (10) построены расчетные графики. (рис. 4 и рис. 5).

Величина B определяется как:

$$B = A_1 - \rho_{12}^4\, A_2,$$

где:

$$A_1 = 0{,}25 - 0{,}6\,\rho_{20} + 0{,}5\,\rho_{20}^2 - 0{,}143\,\rho_{20}^3;$$

$$A_2 = 0{,}25 - 0{,}6\,\rho_{10} + 0{,}5\,\rho_{10}^2 - 0{,}143\,\rho_{10}^3;$$

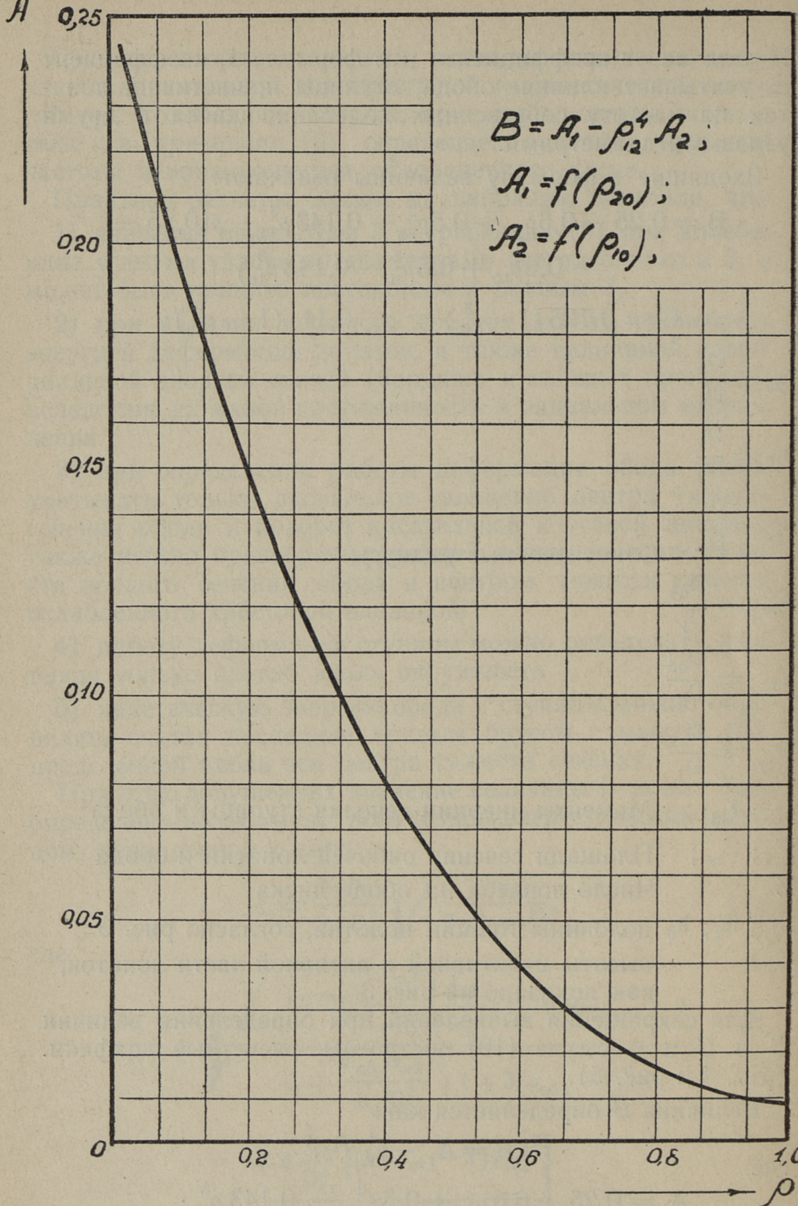

Рис. 4. График для определения величины A_1 и A_2 при различной величине относительного радиуса.

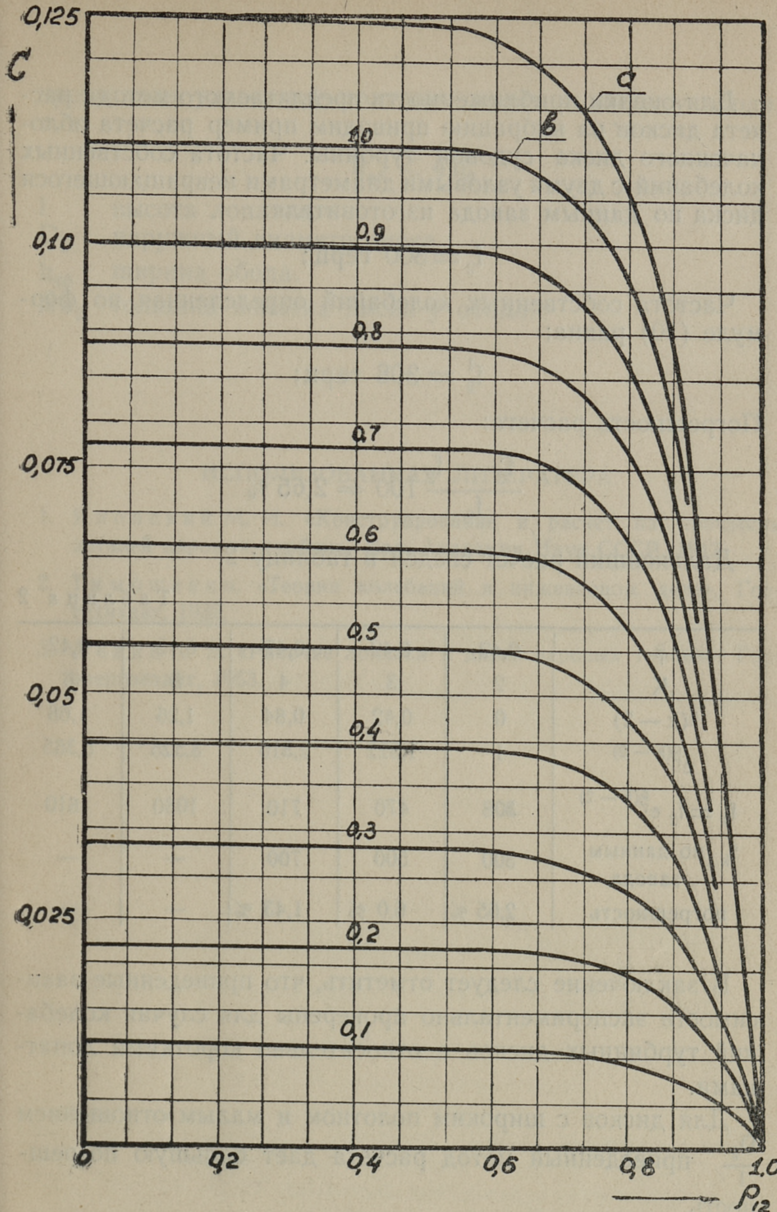

Рис. 5. График для определения величины C при различной величине относительных радиусов ρ_{12} и ρ_{20}.

Кривая a дает величину первого члена в зависимости от величины ρ_{12}. Остальные кривые дают величину второго члена в зависимости от величины ρ_{12} и ρ_{20}. Цифры на кривых соответствуют величине ρ_{20}.

Для оценки приближенности предлагаемого метода расчета дисков на вибрацию приводим пример расчета облопаченного диска судовой турбины. Частота собственных колебаний с двумя узловыми диаметрами невращающегося диска по данным завода изготовителя:

$$f_2 = 300 \text{ герц};$$

Частота собственных колебаний определенная по формуле (10) равна:

$$f_2^1 = 308 \text{ герц};$$

Погрешность расчета:

$$\frac{f_2^1 - f_2}{f_2} 100 = 2{,}65\ \%$$

Дальнейший расчет сведен в таблицу 2.

Таблица 2

β	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
K	2	3	4	5	6
$\beta(k-2)$	0	0,42	0,84	1,26	1,68
$e^{\beta(k-2)}$	1	1,522	2,316	3,525	5,365
$f_k = f_2\, e^{\beta(k-2)}$	308	470	710	1080	1610
f_k по данным завода	300	500	700	—	—
погрешность	2,65 %	6,0 %	1,43 %	—	—

В заключение следует отметить, что приведенные зависимости экспериментально проверены для случая колебаний турбинных дисков с относительно короткими лопатками.

Для дисков с широким полотном и малым отношением $\frac{D_2}{l}$ приведенный метод расчета дает бо́льшую погрешность.

Отношение $\frac{D_2}{l}$ при проведении вибрационных испытаний дисков превосходило 5, ширина обода диска не превышала удвоенной толщины полотна диска у обода, т. е.

$$h_{об} \leqslant 4 h_2$$

l высота лопатки.
D_2 наружный диаметр диска.
$h_{об}$ ширина обода.
$2h_2$ толщина полотна диска у обода.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Яновский М. И. «Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин», Изд. Академии Наук СССР, 1947.
2. Тимошенко. «Теория колебаний в инженерном деле», Гостехиздат, 1932.
3. Левин А. В. «Рабочие лопатки и диски паровых турбин». Госэнергоиздат, 1953.

Н. Зиновьев

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ТУРБИННЫХ ДИСКОВ

Издательство Таллинского Политехнического Института

*

Редактор И. Михельман

Технический редактор А. Тамм

Корректор Э. Адман

Сдано в набор 18 I 1958. Подписано к печати 24 II 1958. Бумага 54×84 1/16. Печатных листов 1,0. По формату 60×92 печатных листов 0,82. Учетно-издательских листов 0,6. Тираж 800. MB-01737.

Заказ № 210.

Типография «Юхисэлу». Таллин, ул. Пикк 40/42.

Цена 45 коп.

ENSV Teaduste Akadeemia
Keskraamatukogu

Цена 45 коп.