

## SUMMARY

The executive computation researches and comparison of given results with experimental testing examples allow to think that given in limits of customary model results of calculation of unstationary characteristics of stream behind the grating of profiles give a reliable information, on the whole about macrostructure of flow, near trace, greatscale turbulence and unstationary characteristics.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кемп П., Сирс У. Аэродинамические интерференции между движущимися рядами профилей. (Пер. с англ.) //Механика, -1954.- С.87-87.
2. Abe S. On the mutual interference between the impeller and guide vane of axial flow pumps or fans - "RISM Tohoku Univ.," 1956, N 53, p.31-54.
3. Белоцерковский С.М., Ништ М.И. Отрывное и безотрывное течение крыльев идеальной жидкостью.- М., 1978.- 350 с.
4. Веремеенко И.С., Косторной С.Д. Расчет нестационарных характеристик потока за кольцевым затвором гидравлической турбины //Гидравл. машины.- 1992.- Вып.26.-С.47-57.
5. Косторной С.Д. Расчет обтекания плоских решеток гидромашин неравномерным потоком //Изв. вузов. Энергетика. 1992.- N 1,с.98-105.

*Поступила в редколлегию 13 апреля 1994 года.*

УДК 699. 841.002.5: [621.311.25:621.039]

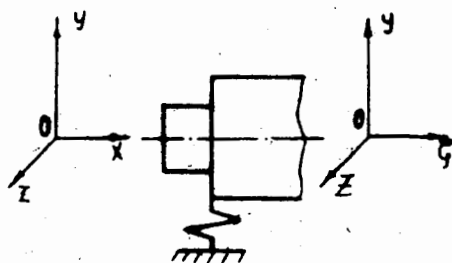
## ДИНАМИКА РОТОРОВ МАШИН ПРИ СЕЙСМИЧЕСКОМ УДАРЕ

*Прядко С.В., Хворост В.А.*

Основным источником вибрации центробежных машин является ротор, из-за остаточной неуравновешенности совершающий в рабочем режиме вынужденные колебания с рабочей частотой. Однако, при аномальных режимах, вызванных, например, сейсмическим воздействием, возникают нестационарные колебания, которые могут привести к разрушению роторной системы. Поэтому, исследование представляющих опасность для центробежной машины вибраций - важная практическая задача.

В данной статье рассматриваются вызываемые сейсмическим воздействием переходные колебательные процессы роторов центробежной машины с распределенными параметрами и с произвольным числом сосредоточенных масс и упругодемпферных опор.

При построении расчетной схемы ротор центробежной машины принимаем как стержень ступенчатого сечения с распределенной массой и упругодемпферными опорами в местах расположения подшипников или щелевых уплотнений. Инерционные характеристики рабочих колес, муфт, внутренних упрочняющих дисков полагаем сосредоточенными, центр масс находится на оси вала.



**Рис.1** Схема сопряжения участков валопровода

Колебания вала рассматриваем в прямоугольной системе координат XYZ, ось X которой направлена вдоль недеформированной оси ротора, а ось Y - вертикально вверх, рис.1.

Уравнения движения находим в обобщенных координатах относительно переменных, зависящих от времени, представляя для этого решение в виде разложения по собственным формам консервативной системы [1,2]

$$\alpha(x, t) = \sum_{m=1}^N q_m(t) Z_m(x); \quad \mu(x, t) = \sum_{m=1}^N p_m(t) Y_m(x); \quad (1)$$

где  $\alpha(x, t), \mu(x, t)$  - проекции перемещений центра сечений на горизонтальную и вертикальную оси; m - номер формы;

N - число удерживаемых форм;  $q_m(t), p_m(t)$  - функции времени, подлежащие определению.

Для получения уравнений движения роторной системы используем уравнения Лагранжа II рода [3]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_k} = Q_k, \quad (2)$$

предварительно записав выражение для кинетической T и потенциальной  $\Pi$  энергий [2]

$$T = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \dot{q}_m^2(t) a_m + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \dot{p}_m^2(t) b_m;$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \lambda_{mx}^2 q_m^2(t) a_m + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \lambda_{my}^2 p_m^2(t) b_m; \quad (3)$$

где

$$a_m = \int_0^l \rho(x) Z_m^2(x) dx + \sum_{i=1}^S M_i Z_m^2(x_i); \quad (4)$$

$$b_m = \int_0^l \rho(x) Y_m^2(x) dx + \sum_{i=1}^S M_i Y_m^2(x_i);$$

$\lambda_{mx}, \lambda_{my}$  - собственные частоты, соответствующие m-й собственной форме колебаний консервативной системы в горизонтальной и вертикальной плоскостях;  $\rho(x)$  - плотность материала;  $M_i$  - i-я сосредоточенная масса; S - число сосредоточенных масс.

Обобщенные силы в опорах находим из вариации работы сил

$$\begin{aligned} \delta A = \vec{F}(x) \delta \vec{r} &= (F_z(x) \vec{k} + F_y(x) \vec{j}) (\delta z \vec{k} + \delta y \vec{j}) = F_z(x) \delta z + F_y(x) \delta y = \\ &= F_z(x) \sum_{m=1}^N \delta q_m(t) Z_m(x) + F_y(x) \sum_{m=1}^N \delta p_m(t) Y_m(x). \end{aligned}$$

Таким образом

$$Q_{mz} = F_z(x) Z_m(x);$$

$$Q_{my} = F_y(x) Y_m(x), \quad (5)$$

Известно, что неконсервативные силы, возникающие в опорах, имеют вид [4]

$$F_z = -C_{zy}y - \alpha_{zz}\dot{z} - \alpha_{zy}\dot{y},$$

$$F_y = -C_{yz}z - \alpha_{yy}\dot{y} - \alpha_{yz}\dot{z},$$

а элементарные силы, обусловленные сейсмическим воздействием, представляем в виде [5]

$$dF_{cz} = -\rho(x)a(t)dx,$$

$$dF_{cy} = -\frac{2}{3}\rho(x)a(t)dx, \quad (6)$$

где  $a(t)$  - ускорение опор.

На основании (5) с учетом (1) обобщенные силы в опорах принимают вид

$$Q_{mz} = \sum_{k=1}^{S_1} \left[ \sum_{n=1}^N \dot{q}_n(t) \alpha_{zzk} Z_n(x_k) - \sum_{n=1}^N p_n(t) C_{zyk} Y_n(x_k) - \sum_{n=1}^N \dot{p}_n(t) \alpha_{zyk} Y_n(x_k) \right] Z_m(x_k);$$

$$Q_{my} = \sum_{k=1}^{S_1} \left[ -\sum_{n=1}^N \dot{q}_n(t) \alpha_{yyk} Y_n(x_k) - \sum_{n=1}^N q_n(t) C_{yzk} Z_n(x_k) - \sum_{n=1}^N \dot{q}_n(t) \alpha_{yzk} Z_n(x_k) \right] Y_m(x_k),$$

где  $S_1$  - число упругих опор.

Последние соотношения представляем в виде

$$Q_{mz} = -\sum_{n=1}^N \dot{q}_n(t) T_{mnz} - \sum_{n=1}^N p_n(t) R_{mnz} - \sum_{n=1}^N \dot{p}_n(t) S_{mnz} \quad ; \quad (7)$$

$$Q_{my} = -\sum_{n=1}^N \dot{p}_n(t) T_{mny} - \sum_{n=1}^N q_n(t) R_{mny} - \sum_{n=1}^N \dot{q}_n(t) S_{mny},$$

где

$$T_{mnz} = \sum_{k=1}^{S_1} \alpha_{zzk} Z_m(x_k) Z_n(x_k); \quad R_{mnz} = \sum_{k=1}^{S_1} C_{zyk} Y_n(x_k) Z_m(x_k);$$

$$S_{mnz} = \sum_{k=1}^{S_1} \alpha_{zyk} Y_n(x_k) Z_m(x_k); \quad T_{mny} = \sum_{k=1}^{S_1} \alpha_{yyk} Y_m(x_k) Y_n(x_k);$$

$$R_{mny} = \sum_{k=1}^{S_1} C_{yzk} Z_m(x_k) Y_n(x_k); \quad S_{mny} = \sum_{k=1}^{S_1} \alpha_{yzk} Z_n(x_k) Y_m(x_k);$$

Записываем выражения для обобщенных сил, обусловленных сейсмическим воздействием. С учетом (5) и (6) получаем

$$Q_{mz} = -\int_0^l \rho(x) Z_m(x) dx = a(t) C_m;$$

$$Q_{my} = -\frac{2}{3} \int_0^l \rho(x) Y_m(x) dx = -\frac{2}{3} a(t) d_m; \quad (8)$$

где

$$C_m = \int_0^l \rho(x) Z_m(x) dx, \quad d_m = \int_0^l \rho(x) Y_m(x) dx.$$

С учетом (3), (7) и (8) уравнение (2) преобразуется к виду

$$\ddot{q}_m(t) + \lambda_{mz}^2 q_m(t) + \frac{1}{a_m} \sum_{n=1}^N [\dot{q}_n(t) T_{mnz} + p_n(t) R_{mnz} + \dot{p}_n(t) S_{mnz}] = -\alpha(t) C_m / a_m;$$

$$\ddot{p}_m(t) + \lambda_{my}^2 p_m(t) + \frac{1}{b_m} \sum_{n=1}^N [\dot{p}_n(t) T_{mny} + q_n(t) R_{mny} + \dot{q}_n(t) S_{mny}] = -\frac{2}{3} \alpha(t) d_m / b_m \quad (9)$$

Для решения системы (9) разработана вычислительная программа с использованием модифицированного метода Рунге-Кутты. Она позволяет в произвольном сечении по длине ротора вычислить реакцию ротора на сейсмическое воздействие, как, например, на рис.3. Это дает возможность более достоверно оценить вибрационное состояние разрабатываемых центробежных машин, позволяет на этапе проектирования внести корректировки в проект и отстроиться от опасных вибраций.

В качестве примера исследовалось влияние сейсмического воздействия на рассмотренный в [3] ротор, имеющий собственные частоты  $W_1 = 79$  рад/с,  $W_2 = 317$  рад/с,  $W_3 = 712$  рад/с.

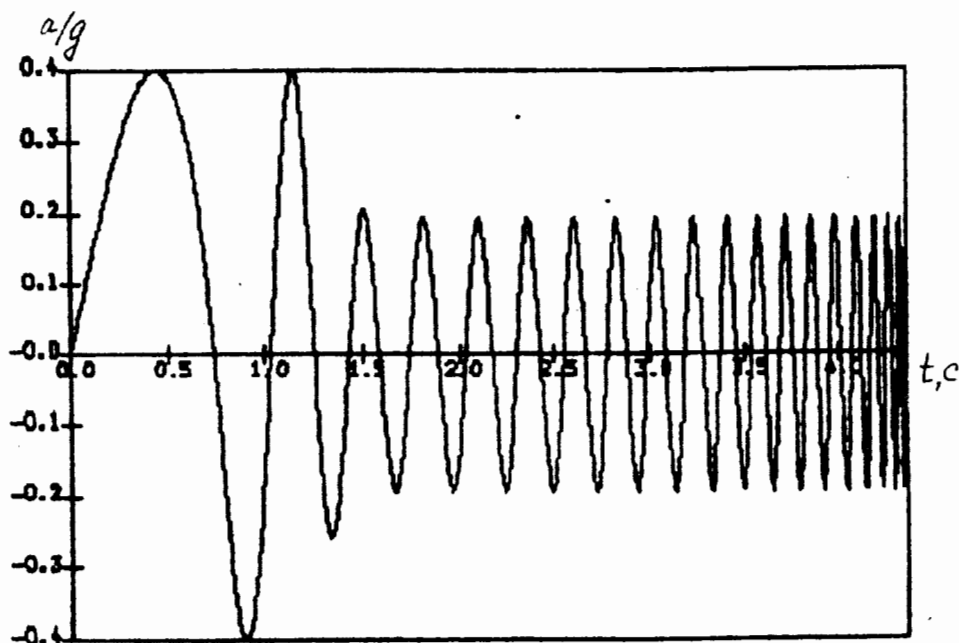


Рис. 2 Синтезированная акселерограмма СА-482.

Зависимость ускорения грунта в горизонтальном направлении от времени  $a(t)$  определяем по синтезированной акселерограмме СА-485 [5]-рис.2, представляющей собой псевдогармонический процесс с непрерывно возрастающей по определенному закону частотой и переменной амплитудой. Оцифровка СА-482, приведенная к уровню максимального ускорения 0,4g, что соответствует интенсивности сейсмического воздействия 9 баллов по шкале MSK-64, по сравнению с аналоговыми акселерограммами имеет значительно меньшую продолжительность (4,36 с), что позволяет в десятки раз сократить время счета на ЭВМ, обобщает основные свойства реальных сейсмических воздействий. При этом

получаемые при расчете параметры реакции конструкции на 5-30% превышают данные, полученные с помощью аналоговых акселерограмм, что обеспечивает приемлемый запас прочности.

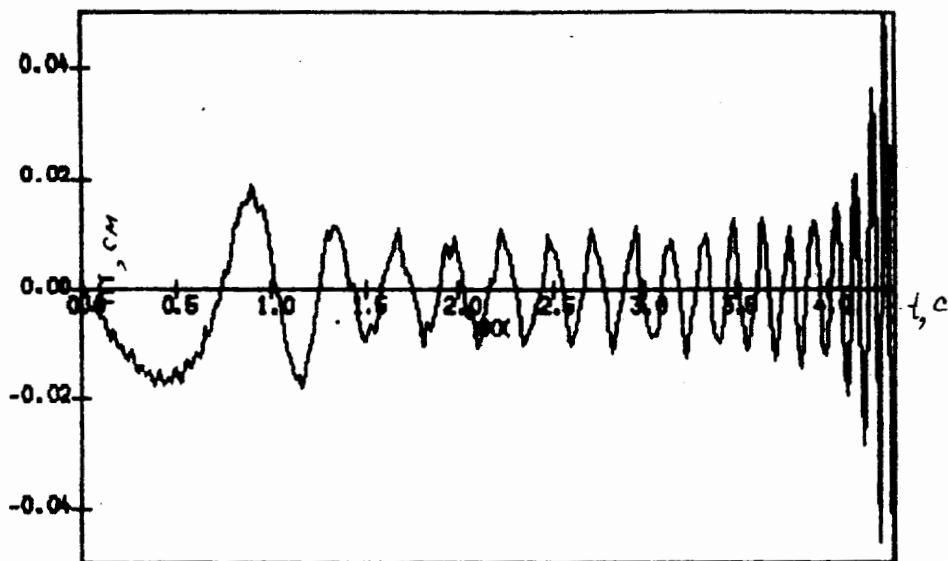


Рис.3 Реакция двухопорного ротора с длиной пролета 4 м, диаметром 100 мм (аналог в [3]), жесткость опор  $C_{yy} = C_{zz} = 10^9$  Н/м, от воздействия синтезированной акселерограммы СА-482

Результирующие расчетные колебания ротора в сечении 1-й опоры в горизонтальном направлении приведены на рис.3.

Анализ результата показывает, что нестационарность в начальный момент воздействия вызывает повышенные вибрации, которые через 1-2 секунды уменьшаются и почти с постоянной амплитудой идут до 4-х секунд. Затем наблюдается резкое возрастание амплитуды колебаний.

Повышение амплитуды объясняется приближением частоты колебаний сейсмического воздействия (см. рис.2) к собственной частоте ротора. Через 4 секунды сейсмического воздействия частота составляет 70 рад/с и, как видим, очень близка к первой собственной частоте ротора  $W_1$ .

Анализ расчета показывает, что для роторных систем, собственная частота которых находится вне спектра частот сейсмического воздействия, максимальная амплитуда колебаний наблюдается в первую секунду сейсмического воздействия. При этом ее величина определяется удалением собственной частоты системы от спектра частот сейсмического воздействия. Когда же собственная частота системы составляет менее 100 рад/с, т.е. близка к спектру частот сейсмического воздействия, то возрастание амплитуды колебаний наблюдается к концу сейсмического удара.

Таким образом, в статье рассмотрены вызываемые сейсмическим воздействием переходные колебательные процессы роторов центробежных машин с произвольным числом упругих опор и сосредоточенных масс.

## SUMMARY

The passing oscillations of rotary centrifugal machin which is conditioned by seismic influence is discussed in article. The rotary as a pivot with changeable section, distributive mass and any quantity concentrated masses and elastic supports, wich is situated in places as bearings, as clearance seals, is considered. The inertia of wheels, muffs, disks is considered too. The centers of masses on axis of pivot in calquation scheme is situated.

The method and programs, which is worked by Pryadko and Chvorost, makes possible calquat the rotarys cenntrifugal machines for seismic influence with the Personal Micro Computers as IBM PC and present results in graphics form.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кушуль М.Я. Автоколебания роторов. - М.; изд-во АН СССР, 1963. -167 с.
2. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат - фундамент. - Киев, "Наукова думка". 1991, - 223 с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1965, - 559 с.
4. Прядко С.В., Хворост В.А. Вынужденные колебания водопроводов газоперекачивающих агрегатов // Тез. докл. II Всесоюзной научно-технической конференции "Вибрация и вибродиагностика. Проблемы стандартизации" / - Горький, 1988, - Том 2, - с.349-350.
5. РТМ 108-020, 37-81. Оборудование атомных энергетических установок. "Расчет на прочность при сейсмическом воздействии", Л., НПО ЦКТИ, 1986, -36 с.

Поступила в редколлегию 11 апреля 1994 г.

УДК 533.6: 621.548

## РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНОГО ОТРЫВНОГО ОБТЕКАНИЯ ЛОПАСТИ ВЕТРОДВИГАТЕЛЯ, ИМЕЮЩЕЙ КРЫЛОВОЙ НЕЗАМКНУТЫЙ ПРОФИЛЬ

Волков Н.И., Бабенко Н.П.

В лаборатории ветроэнергетики Сумского государственного университета ведутся работы по исследованию и созданию ортогональных ветроустановок малой и средней мощности с лопастями, имеющими профиль крылового незамкнутого типа [1]. Такие агрегаты имеют ряд преимуществ перед традиционными пропеллерными, однако аэродинамика самих профилей типа КН и снабженных ними роторов мало изучена.

Для анализа аэродинамических характеристик лопастей указанного типа в качестве первого приближения численно реализована расчетная схема нестационарного отрывного обтекания одиночного неподвижного профиля потоком идеальной несжимаемой жидкости  $\alpha$ [2, 3]. Задача решена в плоской постановке. Особенности профиля КН (рис. 1) и диапазон рабочих углов атаки позволили предположить, что свободные дискретные вихри сходят с двух острых кромок 1 и 2.

За  $\tau = 0$  принимается момент начала натекания среды на профиль. На поверхности профиля выполняется условие непротекания, везде в жидкости скорости и давления конечны, в том числе и на острых кромках, с которых сходят вихри (выполняется гипотеза Чаплыгина - Жуковского). Циркуляция скорости по любому замкнутому жидкому контуру остается равной нулю, изменение циркуляции присоединенных вихрей на профиле сопровождается сходом свободных вихрей, движущихся вместе с жидкой средой.

Контур профиля (рис. 1) разбивается на  $N = 18$  частей со сгущением в носике. Присоединенные дискретные вихри располагаются на линиях  $\mu$  на серединах участков разбиения, а контрольные точки - на линиях  $\nu$  на концах участков разбиения.