

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
имени академика С.П. КОРОЛЁВА»

А.Н. КРЮЧКОВ

**Математическое моделирование внешнего контура форсажного газотурбинного  
двигателя**

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2016

УДК: 004.942

Автор: А.Н. Крючков

**Математическое моделирование внешнего контура форсажного газотурбинного двигателя:** методические указания к лабораторной работе / [А.Н. Крючков]. – Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2016. – 9 с.: ил.

В методических указаниях к лабораторной работе описан процесс расчета статических и динамических режимов работы стендовой установки по моделированию динамики внешнего контура форсажного газотурбинного двигателя. Методические указания предназначены для проведения лабораторных работ студентами технических специальностей и направлений.

УДК: 004.942

© Самарский национальный  
исследовательский университет, 2016

## Оглавление

1 Газодинамический расчет тракта .....	4
2 Расчет частоты помпажных колебаний .....	7
Список использованных источников .....	9

## 1 Газодинамический расчет тракта

Расчет окружной скорости рабочего колеса вентилятора на диаметре вершин лопаток на номинальном режиме (1):

$$U = \frac{\pi \cdot d_l \cdot n}{60}, \quad (1)$$

где  $U$  – окружная скорость рабочего колеса вентилятора;

$d_l$  - диаметр вершин лопаток;

$n$ - обороты вращения вала привода.

$$U = \frac{\pi \cdot 0,0875 \text{ м} \cdot 50000 \text{ об / мин}}{60} = 229 \text{ м / с}$$

Течение звука проходит в дозвуковой области, так как число Маха  $M < 1$  (2):

$$M = \frac{U}{c}, \quad (2)$$

где  $c$  - это скорость звука в среде ( $c=331$  м/с в воздухе)

$$M = \frac{229 \text{ м / с}}{331 \text{ м / с}} = 0,69$$

Объемный средний расход (3):

$$Q_{cp} = c_e F_l = c_e \frac{\pi d_l^2}{4} \quad (3)$$

где  $c_e$  - среднерасходная скорость потока на выходе из вентилятора;

$F_l$  - площадь по диаметру вершин лопаток.

$$Q_{cp} = 72 \text{ м / с} \cdot \pi \left( \frac{0,0875 \text{ м}}{4} \right)^2 = 0,433 \text{ м}^3 / \text{с} = 433 \text{ л / с}$$

Исходя из данных на вентилятор из технической документации [1], рассчитаем минимальный и максимальный массовый расход через тракт по формуле (4):

$$G = \frac{F}{c_e}, \quad (4)$$

где  $F$  – реактивная сила тяги, Н;

$G$  – массовый расход, кг / с.

$$F_{\min} = 7H; G_{\min} = \frac{7H}{72 \text{ м/с}} = 0,0972 \text{ кг/с}$$

$$F_{\max} = 50H; G_{\max} = \frac{50H}{72 \text{ м/с}} = 0,694 \text{ кг/с}$$

Объемный расход через тракт при этом (5):

$$Q = \frac{G}{\rho}, \quad (5)$$

где  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

$$Q_{\min} = \frac{0,0972 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{1,225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = 0,0793 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 79,3 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,694 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{1,225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = 0,567 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 567 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Полное давление за вентилятором (6):

$$P_n = P_{cm} + P_o \quad (6)$$

где  $P_{cm}$  - статическое давление вентилятора;

$P_o$  - динамическое давление вентилятора.

$$P_o = \frac{1}{2} \rho c_B^2 \quad (7)$$

$$P_o = \frac{1}{2} 1,225 \text{ кг/м}^3 \cdot (72 \text{ м/с})^2 = 3175,2 \text{ Па}$$

Статическое давление вентилятора:

$$P_{cm} = P_{cm.вых} - P_{cm.вх.} \approx 0, \quad (8)$$

где  $P_{cm.вых}$  - статическое давление на выходе из тракта;

$P_{cm.вх.}$  - статическое давление на входе из тракт.

Тогда полное давление в тракте:

$$P_n = (0 + 3175,2) \text{ Па} = 3175,2 \text{ Па} = 3,18 \text{ кПа}$$

Характерные размеры установки натуральных испытаний приведены в таблице 3 (согласно рисунку 10).

Таблица 3 – Характерные размеры установки

Наименование характерного размера	Обозначение характерного размера	Величина характерного размера, мм
Диаметр входного участка тракта	$D_{mp1}$	100
Длина входного участка тракта	$L_{mp1}$	400
Диаметр ресивера	$D_p$	500
Диаметр выходного участка тракта	$D_{mp2}$	60
Длина выходного участка тракта	$L_{mp2}$	350

По условию неразрывности воздушного потока расход воздуха постоянен через любое сечение трубы.

Для сечений А и Б (рисунок 10) уравнение Бернулли можно записать так:

$$M_A = M_B, \quad (9)$$

где  $M_A$  и  $M_B$ -массовые расходы в сечениях А-А и Б-Б.

Расписывая массовый расход  $M$ , получим:

$$\rho_A c_A F_A = \rho_B c_B F_B \quad (10)$$

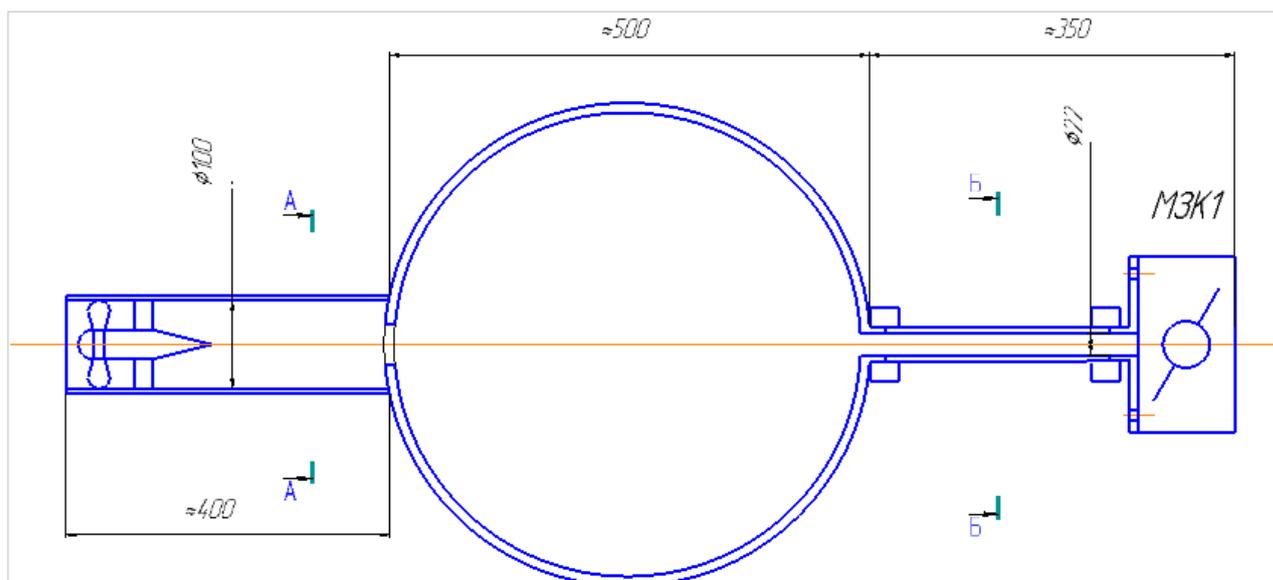


Рисунок 10 - Схема к движению потока воздуха в тракте

При изменении полного давления воздуха до 5000 Па плотность его остаётся практически постоянной. В связи с этим из (9) получим:

$$c_A F_A = c_B F_B \quad (11)$$

$$70 \text{ м/с} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = v_B \cdot \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4}$$

$$c_B = 194,4 \text{ м/с}$$

Тогда расход воздуха в сечении Б-Б:

$$Q_B = c_B F_B = c_B \frac{\pi d_{\text{мп}2}^2}{4}$$

## 2 Расчет частоты помпажных колебаний

Расчет частоты помпажных колебаний производится по общеизвестной формуле:

$$f = \frac{1}{T} \quad (12)$$

Период помпажных колебаний:

$$T = 2\pi\sqrt{LC} \quad (13)$$

Индуктивность входного участка в ресивер (ёмкость):

$$L = \frac{\rho l}{S}, \quad (14)$$

где  $l$  – длина входного участка

$S$  – площадь поперечного сечения участка

Ёмкость ресивера:

$$C = \frac{V}{\rho a^2}, \quad (14)$$

где  $V$  – объём ресивера;

$a$  – скорость звука.

На предварительном этапе расчёта выбрано два ресивера объёмом на 80 и 37 литров. Расчёт частоты помпажных колебаний для разных по объёму

ресиверов в программе Excel приведён в таблице 4. Для ресивера объемом 80 литров в ходе расчёта изменялся диаметр входа  $d$  в ресивер в диапазоне 22...100мм.

Таблица 4 – Данные расчёта частоты помпажных колебаний установки

$d, м$	0,022	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
$S, м^2$	0,00038	0,00071	0,00126	0,00196	0,00283	0,00385	0,00502	0,00636
$T, с$	0,0379	0,0278	0,0208	0,0167	0,0139	0,0119	0,0104	0,0093
$f, Гц$	26,383	35,976	47,968	59,960	71,952	83,944	95,937	107,929

Для стендовой установки был выбран ресивер с объёмом 80 литров ввиду возможности расточки его входного/выходного отверстий до нужных диаметров. Входной диаметр 60 мм, то есть частота равна около 71Гц. Ввиду разного рода погрешностей можно считать, что ожидается частота в диапазоне 40...100 Гц.

## Список использованных источников

1. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В.В. Казакевич. – М.: «Машиностроение», 1974 – 264