

**Гаврилов С.А.**Национальный университет  
кораблестроения имени адм. Макарова,  
г. Николаев, Украина**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВЫРАВНИВАЮЩЕГО  
УСТРОЙСТВА С РАЗГРУЖАЮЩИМИ  
САЛЬФОНАМИ****Введение**

В работе [1] построена математическая модель динамических характеристик упорных подшипников скольжения (УПС) с гидравлическим выравнивающим устройством (ГВУ) с разгружающими сальфонами при торцовых биениях гребня, получена система нелинейных алгебраических уравнений в комплексных амплитудах и предложен ее численный метод решения. Однако при определенных допущениях, не оказывающих заметного влияния на окончательные результаты расчетов, решение этой системы уравнений может быть выполнено и аналитическим методом. В связи с этим представляется актуальным получение аналитического решения данной задачи, проведение и анализ расчетов на конкретном примере по полученному решению и подтверждение его адекватности экспериментальным путем.

**Целью** настоящей работы является получение аналитического решения динамической задачи об эффективности работы ГВУ с разгружающими сальфонами при торцовых биениях гребня, проведение и анализ расчетов на конкретном примере по полученному решению и подтверждение его адекватности экспериментальным путем.

Аналитическое решение поставленной задачи получено в предположении, что подушки одинаково нагружены статическими усилиями, а торцовые биения носят гармонический характер. Это предположение для ГВУ с разгружающими сальфонами всегда выполняется, так как коэффициент жесткости сальфона не менее чем на порядок меньше динамической жесткости масляной пленки подушки [2]. Этот результат подтверждается также расчетами на примере компрессора высокого давления ГТД М-70.

Экспериментальные исследования проведены на стенде, подробно описанном в работе [2]. В процессе экспериментальных исследований измерялись толщина и перегрев масляной пленки подушки. Измерения проводились автоматизированным измерительным комплексом [3].

Показано, что теория и опыт хорошо согласуются друг с другом, а ГВУ с разгружающими сальфонами надежно защищает масляную пленку от вибрационного разрушения и обеспечивает ее работу в режиме, весьма близком к статическому.

**Аналитический метод решения уравнений возмущенного движения УПС с ГВУ с разгружающими сальфонами**

Расчетная схема системы УПС с ГВУ с разгружающими сальфонами представлена на рис. 1.

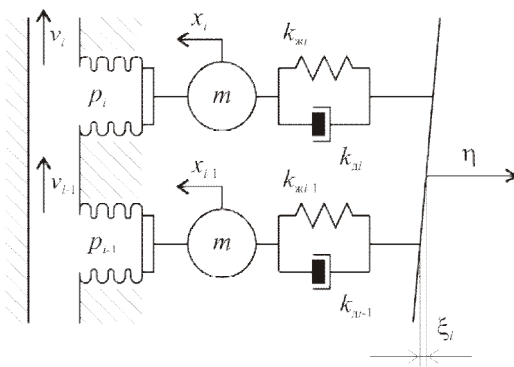


Рис. 1 – Расчетная схема УПС с ГВУ с разгружающими сальфонами

В ней, в отличие от работы [1], перегородки для дросселирования смазки в рабочей камере отсутствуют, как оказывающие вредное влияние на эффективность работы ГВУ [2]. Поэтому возмущенные уравнения движения УПС с ГВУ с разгружающими сальфонами можно на основании работы [1] записать в виде:

$$M \ddot{x}_i + \eta \sum_{i=1}^{z_{\text{п}}} k_{\text{д}i} + \eta \sum_{i=1}^{z_{\text{п}}} k_{\text{ж}i} = - \sum_{i=1}^{z_{\text{п}}} [k_{\text{д}i} (x_i - \xi_i) + k_{\text{ж}i} (x_i - \xi_i)]; \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_i = -k_{ди}(x_i - \xi_i + \eta) - k_{жи}(x_i - \xi_i + \eta) - cx_i - p_i S_c; \quad (2)$$

$$p_{i-1} - p_i = \frac{4}{3\pi} \rho k V_i |v_i|; \quad (3)$$

$$q_i - q_{i-1} = S_c \dot{x}_i; \quad (4)$$

$$v_i - v_{i-1} = \frac{S_c}{S_k} \dot{x}_i \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (5)$$

где  $M$ ,  $m$  – соответственно массы ротора и подушки;

$\eta$  – осевое перемещение ротора;

$k_{жи}$ ,  $k_{ди}$  – соответственно коэффициенты эффективной упругости и демпфирования масляной пленки  $i$ -й подушки;

$x_i$  – перемещение основания сальфона под точкой опоры  $i$ -й подушки из положения статического равновесия;

$\xi_i$  – торцовое биение гребня под точкой опоры  $i$ -й подушки;

$c$  – коэффициент жесткости сальфона;

$p_i$  – нестационарная составляющая среднего давления жидкости в сальфоне ГВУ под точкой опоры  $i$ -й подушки;

$S_c$  – эффективная площадь сальфона;

$\rho$  – плотность жидкости;

$k$  – коэффициент местных потерь, обусловленных внезапными сужениями, расширениями и поворотами потока жидкости в ГВУ;

$V_i$  – амплитуда вынужденных колебаний средней алгебраической скорости жидкости в сечении  $i$ -го участка рабочего канала камеры ГВУ;

$v_i$  – средняя скорость среды по живому сечению  $i$ -го участка рабочего канала камеры ГВУ;

$q_i$  – средний объемный расход жидкости по живому сечению  $i$ -го участка рабочего канала камеры ГВУ;

$S_k$  – площадь проходного сечения рабочего канала камеры ГВУ. Точка обозначает производную по времени.

Будем считать, что осевая нагрузка, действующая на подшипник, одинаково распределена по подушкам. При таком распределении осевой нагрузки по подушкам коэффициенты эффективной упругости  $k_{жи}$  и демпфирования  $k_{ди}$  масляных пленок подушек являются одинаковыми [2]. Поэтому уравнение (1) системы (1) - (5) имеет нулевое решение  $\eta = 0$  (правая часть уравнения (1) равна нулю) при равномерном расположении по окружности подушек подшипника и его можно исключить из данной системы.

Оставшуюся систему уравнений (2) - (5) будем решать методом комплексных амплитуд.

Согласно этому методу характер изменения параметров системы “гребень-пленка-подушка-ГВУ” при гармонических торцовых биениях гребня запишем в виде

$$\begin{aligned} x_i &= \tilde{X}_i e^{j\omega t}; \quad \xi_i = \tilde{A}_i e^{j(\omega t - \gamma_i)}; \\ p_i &= \tilde{P}_i e^{j\omega t}; \quad v_i = \tilde{V}_i e^{j\omega t}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $j$  – мнимая единица. Волнистая линия обозначает комплексную амплитуду.

Подставляя (6) в (2) - (5), получим систему алгебраических уравнений в комплексных амплитудах для определения динамических характеристик УПС с ГВУ:

$$-m\omega^2 \tilde{X}_i = -k_{ди} j\omega \tilde{X}_i - k_{жи} \tilde{X}_i + k_{ди} j\omega \tilde{A}_i e^{-j\gamma_i} + k_{жи} \tilde{A}_i e^{-j\gamma_i} - c\tilde{X}_i - S_c \tilde{P}_i; \quad (7)$$

$$\tilde{P}_{i-1} - \tilde{P}_i = \frac{4}{3\pi} \rho k V_i \tilde{V}_i; \quad (8)$$

$$\tilde{V}_i - \tilde{V}_{i-1} = \frac{S_c}{S_k} j\omega \tilde{X}_i \quad (i = \overline{1, z_n}). \quad (9)$$

Заметим, что в системе уравнений (7)-(9) модули комплексных амплитуд одноименных параметров системы являются одинаковыми.

Поэтому положим в формуле (9):

$$\tilde{V}_{i-1} = \tilde{V}_i e^{\frac{j2\pi}{z_n}}$$

Тогда получим следующее выражение для комплексной амплитуды  $\tilde{V}_i$ :

$$\tilde{V}_i = \frac{S_c}{S_k} \frac{j\omega}{1 - e^{\frac{j2\pi}{z_n}}} \tilde{X}_i.$$

Модуль этой амплитуды рассчитывается по формуле:

$$V_i = CX_i, \quad (10)$$

где

$$C = \frac{S_c}{S_k} \frac{\omega}{\sqrt{2} \sqrt{1 - \cos \frac{2\pi}{z_n}}}.$$

Теперь положим в формуле (8)

$$\tilde{P}_{i-1} = \tilde{P}_i e^{\frac{j2\pi}{z_n}}.$$

Тогда будем иметь следующее выражение для комплексной амплитуды  $\tilde{P}_i$ :

$$\tilde{P}_i = WV_i \tilde{X}_i, \quad (11)$$

где

$$W = -\frac{4}{3\pi} \frac{S_c}{S_k} \frac{\rho k j \omega}{\left(1 - e^{\frac{j2\pi}{z_n}}\right)^2}.$$

Далее, подставляя найденные выражения (10) и (11) для  $V_i$  и  $\tilde{P}_i$  в уравнения (7), получим:

$$\left(-m\omega^2 + k_d j\omega + k_{ж} + c + (B - jD)CX_i\right) \tilde{X}_i = (k_d j\omega + k_{ж}) \tilde{A}_T e^{-j\gamma_i}. \quad (12)$$

Теперь находим квадраты модулей левой и правой частей этого равенства. Тогда получим следующее уравнение для определения амплитуды перемещений основания сильфона  $X_i$  (для оснований всех сильфонов одна и та же) в зависимости от амплитуды колебаний гребня  $A_T$ :

$$\left[(-m\omega^2 + k_{ж} + c + CBX_i)^2 + (k_d\omega - DCX_i)^2\right] X_i^2 = [k_{ж}^2 + (k_d\omega)^2] A_T^2, \quad (13)$$

где

$$B = \frac{4}{3\pi} \frac{S_c^2}{S_k} \frac{\rho k \omega b}{a^2 + b^2}; \quad D = \frac{4}{3\pi} \frac{S_c^2}{S_k} \frac{\rho k \omega a}{a^2 + b^2};$$

$$a = 1 - 2 \cos \frac{2\pi}{z_n} + \cos \frac{4\pi}{z_n}; \quad b = 2 \sin \frac{2\pi}{z_n} - \sin \frac{4\pi}{z_n}.$$

Уравнение (13) после соответствующих преобразований представим в виде:

$$a_4 X_i^4 + a_3 X_i^3 + a_2 X_i^2 + a_1 = 0, \quad (14)$$

где

$$a_4 = D^2 C^2 + B^2 C^2; \quad a_3 = 2BCc + 2BCk_{ж} - 2DC\omega k_d - 2BC\omega^2 m;$$

$$a_2 = \omega^4 m^4 - 2\omega^2 mc - 2\omega^2 mk_{ж} + \omega^2 k_d + c^2 + 2ck_{ж} + k_{ж}^2; \quad a_1 = (\omega^2 k_d^2 + k_{ж}^2) A_T^2.$$

Полученное уравнение (14) является уравнением четвертой степени относительно неизвестной величины  $X_i$ . Решение этого уравнения, как известно из курса высшей алгебры, выражается через его коэффициенты и сводится по методу Феррари к решению вспомогательного кубического уравнения, корни которого определяются по формуле Кардано [4]. Решение уравнения (14) также может быть получено численно с привлечением современных вычислительных средств.

Теперь найдем выражение для амплитуды вынужденных колебаний толщины масляной пленки под точкой опоры подушки.

Представим амплитуду колебаний толщины масляной пленки под точкой опоры  $i$ -й подушки в комплексной форме:

$$\tilde{H}_i = \tilde{X}_i - \tilde{A}_r e^{-j\gamma_i}. \quad (15)$$

Выразим  $\tilde{X}_i$  из уравнения (12) через  $\tilde{A}_r$  и подставим в (15). Тогда получим после соответствующих преобразований для амплитуды колебаний толщины масляной пленки под точкой опоры  $i$ -й подушки следующую формулу:

$$H_i = \sqrt{\frac{(m\omega^2 - c - CBX_i)^2 + (DCX_i)^2}{(-m\omega^2 + k_{ж} + c + CBX_i)^2 + (k_d\omega - DCX_i)^2}} A_r. \quad (16)$$

#### Анализ полученных результатов

Расчеты проводились для упорного подшипника скольжения с ГВУ с разгружающими сальфонами судового ГТД М-70 со следующими исходными данными: угловая частота вращения ротора  $\omega = 1477$  рад/с;  $m = 75$  г; число подушек  $z_n = 12$ ; статическая нагрузка на подушку  $N_{ст} = 1250$  Н; коэффициент жесткости каждого сальфона  $c = 5,4$  МН/м [5]; масло газотурбинное ГОСТ 10289-79.

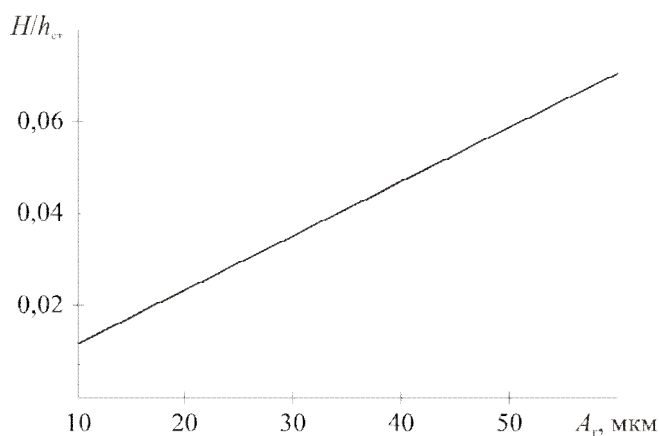


Рис. 2 – Влияние амплитуды торцовых биений гребня  $A_r$  на отношение  $H/h_{ст}$

По результатам проведенных расчетов построена графическая зависимость отношения амплитуды  $H$  вынужденных колебаний толщины масляной пленки к ее статической толщине  $h_{ст}$  под точкой опоры подушки от амплитуды  $A_r$  торцовых биений гребня (рис. 2). Из графика видно, что отношение  $H/h_{ст}$  при значениях  $A_r = 60$  мкм не превышает 7 %. Поэтому можно считать, что ГВУ с разгружающими сальфонами обеспечивает надежную защиту масляной пленки от вибрационного разрушения.

Этот результат подтверждается также экспериментальными данными, представленными в работе [6]. Расчетное значение по формуле (16) для амплитуды вынужденных колебаний толщины масляной пленки под точкой опоры подушки составляет 0,35 мкм, а экспериментальное значение – около 0,5 мкм и находится в диапазоне погрешности измерений. Как видно, расхождение между ними составляет около 30 %, что подтверждает адекватность математической модели и полученных расчетных формул.

---

**Выводы**

1. На базе известной математической модели получено аналитическое решение и выполнен анализ эффективности работы ГВУ с разгружающими сиффонами с учетом потерь энергии в тракте замкнутой полости рабочей камеры ГВУ.

2. Теоретически доказано и экспериментально подтверждено, что ГВУ с разгружающими сиффонами обеспечивает работу масляной пленки УПС в режиме, незначительно отличающемся от статического, при торцовых биениях гребня. Вследствие этого торцы сиффонов ГВУ колеблются с амплитудами, весьма близкими к амплитуде торцовых биений гребня.

**Литература**

1. Хлопенко Н.Я. Динамика упорного подшипника скольжения при дисбалансах ротора, вращающегося в упругих опорах / Н.Я. Хлопенко, Д.Ю. Шарейко // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2008. – № 3. – С. 67-72.

2. Романовский Г.Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: Монография. / Г.Ф. Романовский, Н.Я. Хлопенко – Николаев: НУК, 2007. – 140 с.

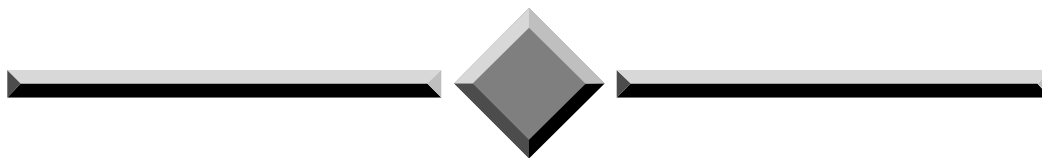
3. Хлопенко Н.Я. Автоматизированный измерительный комплекс для мониторинга рабочих процессов в упорных подшипниках скольжения судовых турбомашин / Н.Я. Хлопенко, С.А. Гаврилов // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2007. – № 1. – С. 18-22.

4. Курош А.Г. Курс высшей алгебры / А.Г. Курош. – М.: Наука, 1975. – 432 с.

5. Хлопенко Н.Я. Циклическая прочность и жесткость сиффонов выравнивающего устройства упорного подшипника / Н.Я. Хлопенко, С.А. Гаврилов // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2009. – № 2. – С. 58-61.

6. Хлопенко Н.Я. Экспериментальные исследования эффективности работы выравнивающего устройства с разгружающими сиффонами / Н.Я. Хлопенко, С.А. Гаврилов // Судовые энергетические установки. – Одесса: ОНМА, 2010. – № 24. – С. 61-68.

Надійшла 30.03.2011

**ЧИТАЙТЕ**

журнал

**“Problems of Tribology”**

во всемирной сети

**INTERNET !****<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>**