

Научная статья  
УДК 681.5  
DOI: [10.34759/trd-2022-127-23](https://doi.org/10.34759/trd-2022-127-23)

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИКИ МЕХАНИЗМОВ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ

Александр Александрович Травин<sup>1</sup>, Евгений Александрович Калашников<sup>2</sup>,  
Леван Гочаевич Бакрадзе<sup>3</sup>✉

<sup>1,2,3</sup>Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»,  
Москва, Россия

<sup>1</sup>[travin.aa@misis.ru](mailto:travin.aa@misis.ru)

<sup>2</sup>[kalashnikov.ea@misis.ru](mailto:kalashnikov.ea@misis.ru)

<sup>3</sup>[l.bakradze@misis.ru](mailto:l.bakradze@misis.ru) ✉

*Аннотация.* Рассмотрены проблемы анализа работы промышленной машины с помощью более корректного выбора мест контроля виброускорения, а также специально разработанных способов обработки спектров. В предлагаемом материале решали вопрос о месте расположения датчика для корректного измерения и анализа вибрации.

Приведен спектр, в результате анализа которого, обнаружены сигналы с частотами, близкими друг к другу и, которые находились в пределах разрешающей способности анализатора спектра. Кроме идентификации спектра прямого

преобразования Фурье вибраций отдельных звеньев использовали для анализа каждого узла еще и общую амплитуду его ряда колебаний во времени, применив обратное преобразование Фурье.

С целью совершенствования диагностики проведено сопоставление кривых вибрации во время процесса с ходом кристаллизации сплава при промышленных экспериментах на машине.

С целью получения дополнительных данных и дальнейшего усовершенствования рассматриваемого метода диагностики были собраны показатели температурных полей с помощью тепловизионного оборудования марки FLIR. Полученные данные могут являться значимыми при оценке состояний значимых узлов машины. Также предполагается что тепловизионное оборудование даст возможность более точного определения мест расположения датчиков для измерения вибраций.

Описана работа отдельных узлов машины, а также построение общей зависимости суммарной амплитуды вибрации, ее обособление в значительной мере и, таким образом, идентификация работы изложницы и роликов и сравнение результатов с замеряемыми спектрами.

Рассмотрены возможности компьютерных программ для получения общих кривых движения дисбаланса изложницы и после дальнейшего преобразования Фурье получения спектра возбуждения и спектра отклика.

По кривой перемещения проведено исследование влияния провала в движении координаты дисбаланса при постоянной частоте вращения привода.

Теоретически описывается движение металлического расплава, в результате которого получено дифференциальное уравнение параболического типа. Уравнение решено для случая импульсного воздействия вибрации на расплав.

**Ключевые слова:** вибрация, вибродиагностика, спектральный анализ, производство заготовок, затвердевание

**Для цитирования:** Травин А.А., Калашников Е.А., Бакрадзе Л.Г. Совершенствование диагностики механизмов машин с использованием методов неразрушающего контроля // Труды МАИ. 2022. № 127. DOI: [10.34759/trd-2022-127-23](https://doi.org/10.34759/trd-2022-127-23)

Original article

## IMPROVEMENT OF DIAGNOSTICS OF MACHINE MECHANISMS USING NON-DESTRUCTIVE TESTING METHODS

Alexander A. Travin<sup>1</sup>, Evgeny A. Kalashnikov<sup>2</sup>, Levan G. Bakradze<sup>3</sup>✉

<sup>1,2,3</sup>National University of Science and Technology "MISIS",

Moscow, Russia

<sup>1</sup>[travin.aa@misis.ru](mailto:travin.aa@misis.ru)

<sup>2</sup>[kalashnikov.ea@misis.ru](mailto:kalashnikov.ea@misis.ru)

<sup>3</sup>[l.bakradze@misis.ru](mailto:l.bakradze@misis.ru)✉

**Abstract.** The article tackles the problems of analyzing the industrial machine operation by more correct selection of place for the vibration acceleration control, as well as specially developed methods for spectra processing. The material being proposed describes the solved issue on the sensor positioning for correct vibration measurement and analysis,

The article presents the spectrum, which analysis allowed detecting the signals with frequencies close to each other within the limits of the spectrum analyzer resolution capability. Besides spectrum identification of the direct Fourier transform of the separate links vibration, the common amplitude of its series of oscillations in time applying inverse Fourier transform was employed for each link analysis

To improve diagnostics, the vibration curves during the process were compared with the course of alloy crystallization while industrial experiments on a machine.

To obtain extra data and further improvement of the diagnostics method under consideration, the temperature indicators of the temperature fields were gathered employing the FLIR brand infrared imaging equipment. The obtained data may be significant while the machine significant components state assessing. It is assumed as well that the infrared imaging equipment allows more accurate determining of the sensors location places for vibrations measuring.

The operation of individual machine units is described, as well as general dependence plotting of the total vibration amplitude, its isolation to a large extent and, thus, identification of the work of both mold and rollers, and comparison of the obtained results with the measured spectra.

The article considers the possibilities of computer programs for obtaining general curves of the mold unbalance motion and after further Fourier transform obtaining an excitation spectrum and a response spectrum.

The work describes theoretically the metal melt motion, allowing obtaining a parabolic type differential equation. The equation was solved for the case of a pulsed vibration impact on the melt.

**Keywords:** vibration, vibration diagnostics, spectral analysis, production of blanks, crystallization, non-destructive

**For citation:** Travin A.A., Kalashnikov E.A., Bakradze L.G. Improvement of diagnostics of machine mechanisms using non-destructive testing methods. *Trudy MAI*, 2022, no. 127.

DOI: [10.34759/trd-2022-127-23](https://doi.org/10.34759/trd-2022-127-23)

## Введение

В ранее опубликованной работе [1], посвященной измерению вибрации промышленной машины были представлены методика, аппаратура, для измерения уровня сигналов, также их спектральных составляющих. Показано, что такого типа измерения позволяют делать выводы о состоянии узлов и машины в целом, также производить настройки машины. В работе были указаны трудности сопоставления уровня вибрации и частотных спектров с диагностикой агрегата.

Улучшение анализа работы машины проведены с помощью более корректного выбора мест контроля виброускорения, а также специально разработанных способов обработки спектров.

Аппаратура, методика замеров и параметры усиления и фильтрации приведены в вышеназванной работе. На рисунке 1 представлены спектры сигналов с датчиков 1а и 1б (передний люнет), 3а и 3б (средний люнет), 5а и 5б (задний люнет).

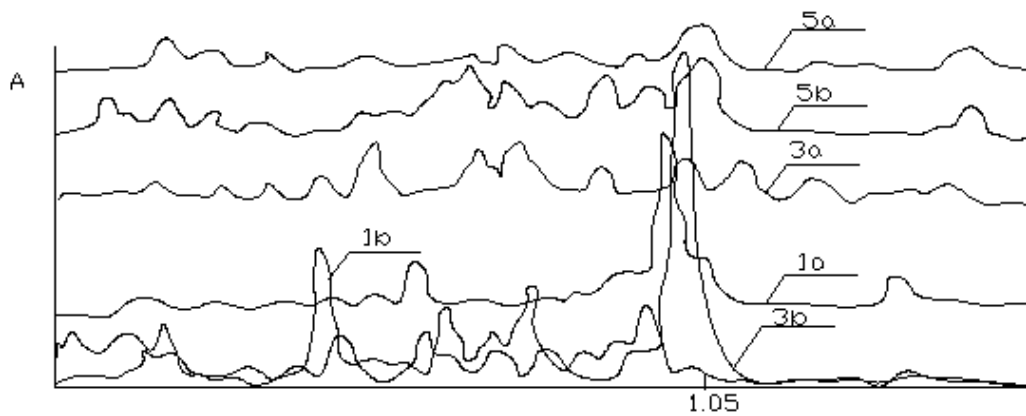


Рис. 1. Спектры вибраций на переднем (датчики 1а и 1б), на среднем (3а и 3б) и заднем (5а и 5б) люнетах. Ось абсцисс - частота в кГц, ось ординат - амплитуда вибраций.

Как видно из рисунка 1. каждый спектр содержит значительное количество гармоник при наличии третьоктавных фильтров, хотя, применяя фильтрацию, мы теряем значительное количество информации.

В каждом отдельном случае соотношение фильтрации и информативности анализируется и решается отдельно.

В общем случае в каждой точке машины находятся вибрации от всех звеньев машины. Эти вибрации можно описать пространственно-временным распространением количеств движения от каждого звена в характерную точку машины.

$$\sum_i \frac{d(m_i \vec{v}_i)}{dt} = \sum_i \vec{a}(t, x) \frac{d^2(m_i \vec{v}_i)}{d^2x}$$

Так как в этом агрегате более ста составляющих, получение и решение таких уравнений нам в данное время не представлялось возможным.

В работе сначала решали вопрос о месте расположения датчика для корректного анализа. Например, для получения информации о поведении изложницы был выбрано место 3б. Но даже в этом случае мы были не гарантированы от чистоты получаемых данных.

Были обнаружены сигналы с частотами, близкими друг к другу и, которые находились в пределах разрешающей способности анализатора спектра. На рис. 2 приведено поведение одной из спектральных составляющих, которые выдал анализатор спектра, по-видимому, состоящую из двух амплитуд с близкими частотами. Как известно, такое взаимодействие создает биения и свои ряды суммарных и разностных частот, а также вибрации на низких частотах.

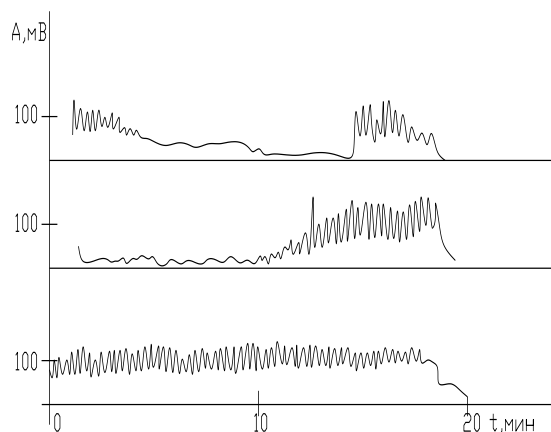


Рис.2. Показания одного из каналов анализатора спектра

Анализ амплитуды колебаний, вибраций и спектра не дает полной и достоверной информации о поведении отдельного звена многосвязной машины. Выбор же относительно стабильного спектра дает возможность найти ряд гармоник звена и их просматривать.

На рис.3 представлен реальный спектр работы одной из машин. Для большей наглядности и уменьшения нестабильности был выбран значительный коэффициент усреднения интегратора и уменьшен коэффициент усиления. Поэтому спектр получился довольно гладким и достаточно информативным.

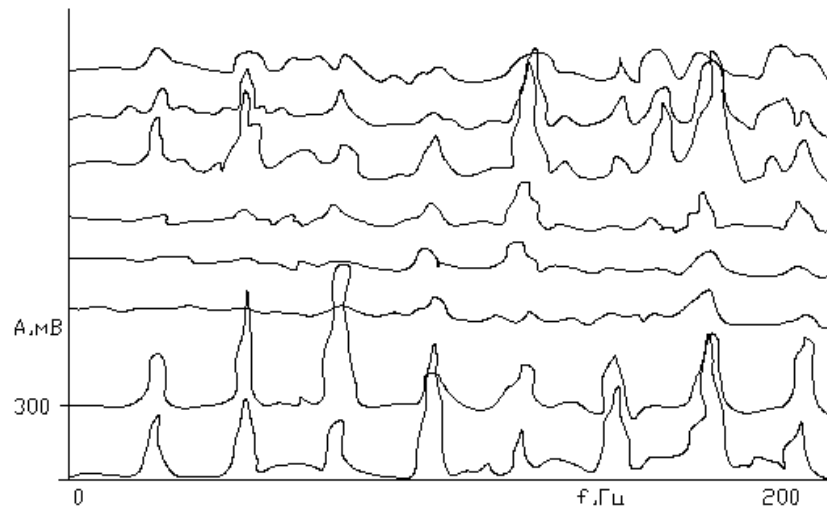


Рис.3. Временная развертка реального спектра машины через каждые пять минут процесса отливки (увеличение времени сверху вниз).

В пределах работы кроме идентификации спектра прямого преобразования Фурье отдельных звеньев, использовали для анализа каждого узла еще и общую амплитуду его ряда колебаний во времени, применив обратное преобразование Фурье [2,3]. Для этого был разработан алгоритм преобразования и программа обчислений реальных спектров перемещения, скорости, ускорения и энергии.

На рис. 4 и 5 приведены кривые зависимости амплитуды энергии вибрации изложницы и, соответственно, частоты на основе реальных спектров, полученных с анализатора спектра и обработанных с помощью обратного преобразования Фурье. Можно видеть, что изменение и амплитуд и частот стало более гладким.



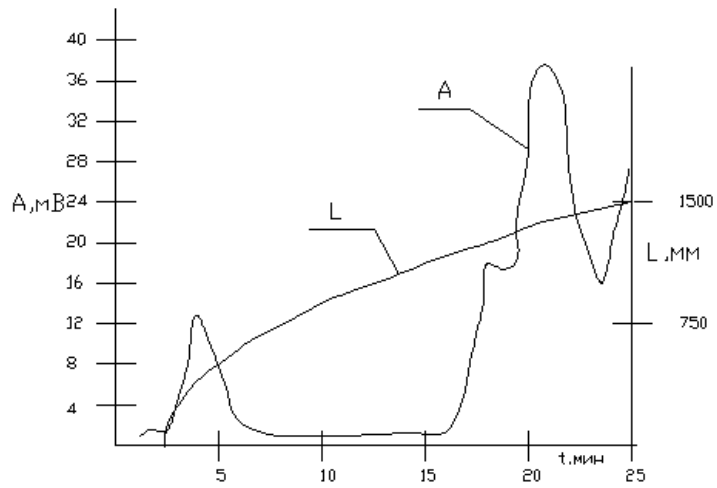


Рис.4. Зависимость амплитуды вибраций изложницы (A) и движения фронта затвердевания (L) от времени процесса.

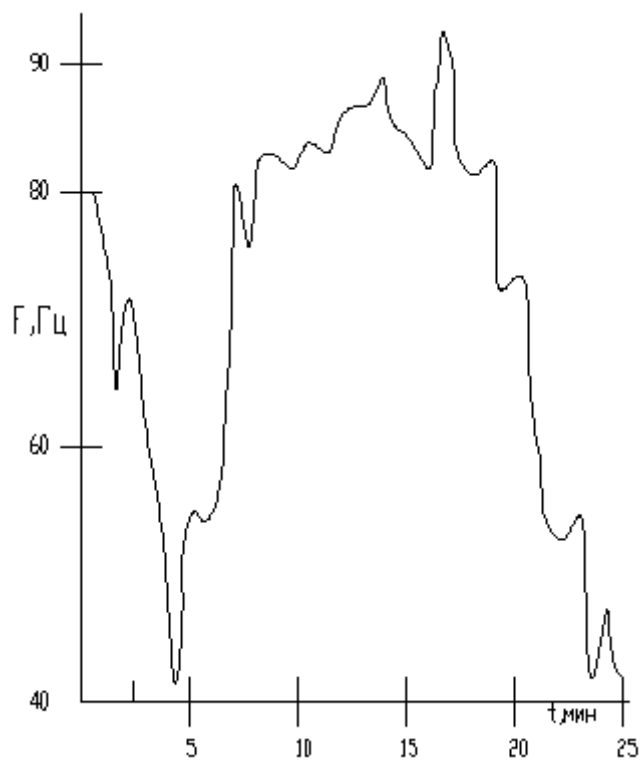


Рис.5. Зависимость вычисленной частоты вибрации изложницы от времени процесса.

Представляет интерес сопоставить кривые вибрации во время процесса с ходом кристаллизации сплава. При промышленных экспериментах на машине не удалось практически определить ход процесса затвердевания, так как это было связано с увеличением брака заготовок.

Для сопоставления применяли теоретическую зависимость [4] расстояния до жидкой фазы от времени. В этой работе показано, что эта зависимость подчиняется уравнению

$$l = k\sqrt{t}, \text{ где}$$

$l$  - расстояние до фронта затвердевания,

$k$  - коэффициент нормирования,

$t$  - текущее время.

Данная формула получена при учете выделяющейся при кристаллизации теплоты.

В ходе промышленных экспериментов был установлен только момент окончания кристаллизации. Зная это время, зная размер заготовки, можно определить коэффициент  $k$  и затем уже вычислять зависимость расстояния до фронта затвердевания от текущего времени.

Для наглядности на рис.4 представлены две кривые: зависимость амплитуды вибрации от времени и зависимость расстояния до фронта кристаллизации от времени.

Таким образом, в ходе экспериментов были показаны наиболее пригодные места машины для диагностирования узлов [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12] и способы диагностирования механизмов агрегата, а также параметры контроля поведения

изложницы с металлом, которые могут явиться структурно чувствительными величинами. Представляет интерес сопоставить данные полученные с анализатора спектра с данными тепловизионного контроля одновременно с ходом кристаллизации сплава, так как анализ амплитуд колебаний, вибраций и спектра не дает полной картины.

Показано, что работу отдельных узлов машины, следуя указанной методике обработки спектров, а также построения общей зависимости суммарной амплитуды вибрации, можно в значительной мере обособить и, таким образом, идентифицировать работу изложницы и роликов и сравнить результаты с замеряемыми спектрами. Для этого были написаны компьютерные программы, в результате работы которых, были получены общие кривые [13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20] движения дисбаланса изложницы и после дальнейшего преобразования Фурье, спектры возбуждения и спектры отклика.

Вычисления были сделаны в предположении:

1. Дисбаланс изложницы сосредоточен ( или можно сосредоточить) в одной точке.
2. Возбуждение дисбаланса совершается по совпадающим геометрическому центру и эксцентриситету.
3. Векторы направления геометрического центра и эксцентриситета также совпадают.
4. Спектры возбуждения и отклика не зависят друг от друга.
5. Зависимость жесткости от отклонения для каждого ролика линейная.

6. Взаимодействие и результирующее отклонение является геометрической суммой от воздействия каждого ролика.

7. Результирующее отклонение является геометрической суммой всех алгебраических взаимодействий всех роликов и находится в точке замера вибрации.

8. Изложница и ролики работают в упругой деформационной области.

На рис.6 представлены кривые перемещения и ускорения, их горизонтальная развертка, а также спектр ускорения на одном из роликов (без учета спектров роликов, а только изложницы). Спектральное преобразование выполнено на 64 и 256 точках, также, как и в промышленных результатах. Из рассмотрения кривых можно сделать некоторые выводы:

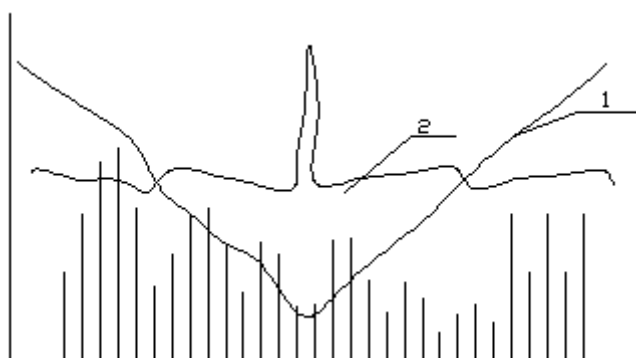


Рис.6. Перемещение (1), ускорение (2) и спектр, вычисленные с помощью компьютерных программ с использованием промышленных данных.

1. По кривой перемещения можно сказать, что имеется довольно глубокий провал в движении дисбаланса. Поскольку частоту вращения привода считаем постоянной, то в «провале» может происходить процесс изменения частоты вращения изложницы. При этом такое явление может быть связано с перераспределением

кинетической и потенциальной энергий. Так как устройством возбуждения считаем изложницу, то эти явления безусловно будут отражаться и на поведении металла. Такой характер движения изложницы был замечен по внешнему виду износа зубьев шестерен редуктора.

2. Кривая ускорения имеет довольно острый пик, что говорит о многочастотном ожидаемом спектре частот.

3. Рассматривая спектр, можно сказать, что он в значительной степени похож на спектр холостого хода (см. рис.3) и таким образом можно сказать, что в основной части спектры, полученные на промышленной машине и спектр, созданный с помощью теоретических предположений и машинной обработки отражают основную суть процесса. Кроме того, ввиду того, что спектральные составляющие, получаемые в спектре отклика, от роликов и другого оборудования по амплитуде меньше таковых для изложницы, их пока учитывать не будем.

Таким образом, можно сделать вывод, рассчитать и описать уравнением вынуждающий спектр для металлической трубы, отливаемой с помощью производственного оборудования, т.е.

$$a(t) = \sum_i A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i)$$

Где  $a(t)$  - амплитуда вибрации,  $A_i$ - спектральные составляющие изложницы.

Возбудитель воздействует на твердо-жидкую фазу трубы, создавая вибрации и изменяя линейные скорости заготовки.

Чтобы описать поле вынужденных скоростей на некоторых расстояниях от границы воздействия, используем следующий механизм.

Пусть на расстоянии  $R$  (слой 2) в жидкости есть два слоя : слой 1

$(R - dR)$  и  $(R + dR)$  слой 3 Допустим, что  $R \gg dR$ , а  $l$  - длина слоя равна 1.

Кроме того, пусть поверхность воздействия в слоях одинакова, а также не происходит изменений плотности среды и ее вязкости в течение рассматриваемого времени.

Предположим, что в слое 2 прошло изменение скорости, в результате которой сдвинулся объем  $V_1$  с изменением скорости.

Тогда можно написать, что сила воздействия на объем равна

$$F_2 = \rho_2 v_2 \frac{dw_2}{dt}$$

где  $\rho_2$   $V_2$   $w_2$  - соответственно плотность среды, объем слоя, скорость, приобретенная слоем.

Сила, направленная из слоя 1 в слой 2 будет равна

$$F_{1-2} = \eta S \frac{dw_{1-2}}{dR}$$

И сила, направленная из слоя 3 в слой 2 соответственно

$$F_{3-2} = \eta S \frac{dw_{3-2}}{dR}$$

Перейдем к частотным характеристикам. Тогда сила, действующая из слоя 1 в слой 2, выраженная через частоту вращения будет равна

$$F_{1-2} = -\eta 2\pi \left( R - \frac{dR}{2} \right) \cdot l \cdot \frac{d(2\pi R n)}{dR} \Rightarrow -\eta 4(\pi R)^2 \frac{dn_{1-2}}{dR}$$

в слое 2

$$F_2 = \rho 4(\pi R)^2 dR \frac{dn_2}{dt}$$

и из слоя 3 в слой 2

$$F_{3-2} = -\eta 2\pi \left( R - \frac{dR}{2} \right) \cdot l \cdot \frac{d(2\pi R n)}{dR} \Rightarrow -\eta 4(\pi R)^2 \frac{dn_{3-2}}{dR}$$

Допустим, что сразу после воздействия данная система замкнута, тогда векторная сумма воздействий в этом пространстве равна нулю.

Учитывая знаки сил можно написать

$$\rho dR \frac{dn_2}{dt} = -\eta \frac{dn_{1-2}}{dR} + \eta \frac{dn_{3-2}}{dR}$$

Тогда

$$\frac{dn_2}{dt} = -\frac{\eta}{\rho} \frac{\left( \frac{dn_{1-2}}{dR} - \frac{dn_{3-2}}{dR} \right)}{dR}$$

или, для удобства меняя местами выражение в числителе и исключая индексы, получим

$$\frac{dn}{dt} = \nu \frac{d^2 n}{dR^2}$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость.

Как видно из внешнего вида это уравнение параболического типа [4].

Решим это конкретное уравнение, полагая, что

$$n = T(t)X(x),$$

где



$T(t)$ - часть общей функции, зависящей только от времени,

$X(x)$ - часть общей функции, зависящей только от расстояния. Тогда

$$\frac{dn}{dt} = X(x) \frac{dT(t)}{dt}, \text{ а}$$

$$\frac{d^2n}{dx^2} = T(t) \frac{d^2X(x)}{dx^2}$$

$$X(x) = \frac{dT(t)}{dt} = vT(t) \frac{d^2X(x)}{dx^2} = -\mu^2.$$

Перепишем эти равенства как систему уравнений

$$\frac{dT(t)}{dt} = -\mu^2 v T(t), \text{ или } \frac{dT(t)}{dt} + \mu^2 v T(t) = 0.$$

$$\frac{d^2X(x)}{dx^2} = -\mu^2 X(x), \text{ или } \frac{d^2X(x)}{dx^2} + \mu^2 X(x) = 0,$$

Решение первого уравнения получим в виде

$$T(t) = A_0 e^{-\mu^2 v t},$$

решение второго уравнения:

$$X(x) = A_1 \cos \mu x + A_2 \sin \mu x,$$

Решение для одного из  $\mu$  будет

$$\eta_\mu(x, t) = T(t)X(x) = A_0 e^{-\mu^2 v t} (A_1 \cos \mu x + A_2 \sin \mu x),$$

где  $\mu$  - произвольное число.

Для всех  $\mu$

$$n(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} A_0 e^{-\mu^2 vt} (A_1 \cos \mu x + A_2 \sin \mu x) d\mu$$

Таким образом, имеем бесконечное число решений данного уравнения.

Покажем на примере произвольного решения, что коэффициенты  $A_0$   $A_1 = A$  и  $A_0$   $A_2 = B$  суть коэффициенты ряда Фурье. Умножим левую и правую части  $\cos \mu x$  и проинтегрируем на интервале  $0 - 2\pi$

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} n_\mu(x, t) \cos \mu x dx = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} e^{-\mu^2 vt} (A \cos^2 \mu x + B \sin \mu x \cos \mu x) dx$$

Интеграл от второго слагаемого равен нулю, т.к. функции ортогональны.

Интеграл от первого слагаемого равен  $2\pi$ , таким образом,  $A$  есть коэффициент при  $\cos \mu x$ , при  $t = 0$

Аналогичные операции можно проделать и с коэффициентом  $B$ .

Сумму гармонических функций можно записать на комплексной плоскости, берем только положительные значения.

$A \cos \mu x + jB \sin \mu x = C e^{j\mu x}$ , где  $C$ , коэффициент Фурье. При этом  $C = \sqrt{A^2 + B^2}$ ,

фаза определяется из выражения  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{B}{A}$ .

Тогда

$$n(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} C e^{-\mu^2 vt} e^{j\mu x} d\mu,$$

При этом

$$C = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(\xi) e^{-j\mu \xi} d\xi$$

Подставим и получим

$$n(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \left( \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\mu^2 vt} e^{j\mu x} e^{-j\mu \xi} d\mu \right) \varphi(\xi) d\xi, \text{ или}$$

$$n(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \left( \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\mu^2 vt} e^{j\mu(x-\xi)} d\mu \right) \varphi(\xi) d\xi.$$

Интеграл в скобках равен

$$n(x, t, \xi) = \frac{1}{2\sqrt{\pi vt}} e^{-\frac{(x-\xi)^2}{4vt}}$$

Зададим начальные условия: пусть  $n(x, 0) = \varphi(x)$ . По теореме Фурье, на интервале функцию можно представить

$$\varphi(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} d\mu \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(\xi) \cos \mu(\xi - x) d\xi$$

Или

$$\varphi(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} d\mu \cos \mu x \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(\xi) \cos \mu \xi d\xi + \sin \mu x \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(\xi) \sin \mu \xi d\xi$$

Тогда подинтегральные выражения являются искомыми коэффициентами или коэффициентами Фурье.

При решении этого уравнения интерес вызывает два момента:

1. Изменение скорости при импульсном (т.е. при почти мгновенном воздействии).
2. Характер распределения скоростей при решении данного уравнения как уравнения параболического типа.

В первом случае можно найти следующую зависимость

$$\frac{n - n_1}{n_0 - n} = \operatorname{erf} \xi, \text{ где } \xi = \frac{x}{2\sqrt{vt}}$$

В этом решении  $n_1$  - частота вращения на поверхности,

$n$  - частота вращения в полупространстве.

Для наглядности ниже мы можем увидеть реальное изменение скоростей при мгновенном повышении частоты вращения, например, от 20 Гц до 21 Гц в процессе отливки трубы. Вязкость расплава при этом выберем  $8 \cdot e^{-7}$  ст. Вычисляя частоты вращения по истечении 1, 9 и 25 секунд на расстояниях  $x$  от границы превышения будут следующими.

$x$ , м	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010
1 $n$ , Гц	20.40	20.09	20.01	20.00						
9 $n$ , Гц	20.81	20.64	20.48	20.35	20.25	20.16	20.08	20.07		
25 $n$ , Гц	20.88	20.76	20.64	20.53	20.43	20.35	20.28	20.22	20.16	20.12

Как видно из этих данных наблюдается довольно медленное изменение скорости с расстоянием. Если взять как параметр половинную скорость, то через 1с эта скорость устанавливается на расстоянии 1 мм, через 9с на расстоянии 2.5 мм, а через 25 с на расстоянии 4 мм. Реальные скорости кристаллизации, например, при

обсуждаемой технологии получения заготовок составляют порядка 0.1 - 0.2 мм / с, т.е. процесс кристаллизации протекает в этом случае медленнее, чем процесс установления скорости. Более наглядно изменение скорости можно увидеть на графиках (рис-7-9).

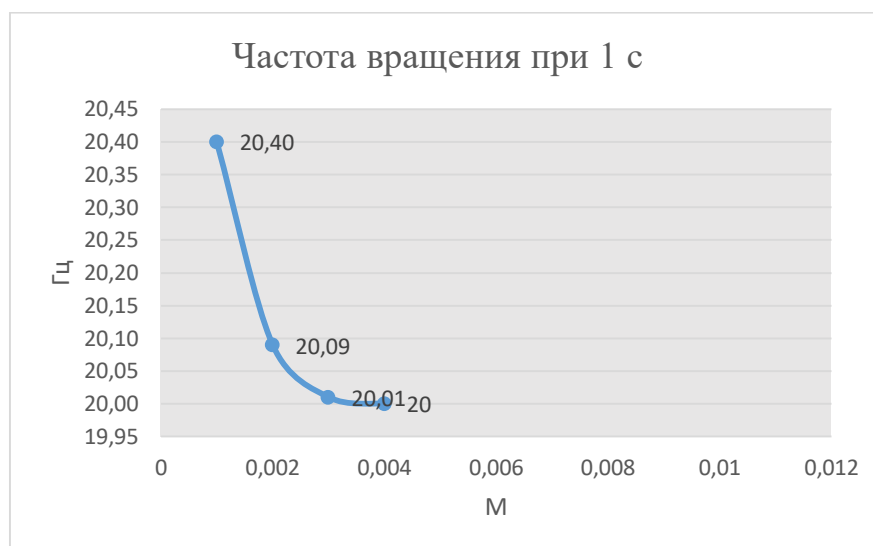


Рис.7. Частота вращения при 1 с.



Рис.8. Частота вращения при 9 с.

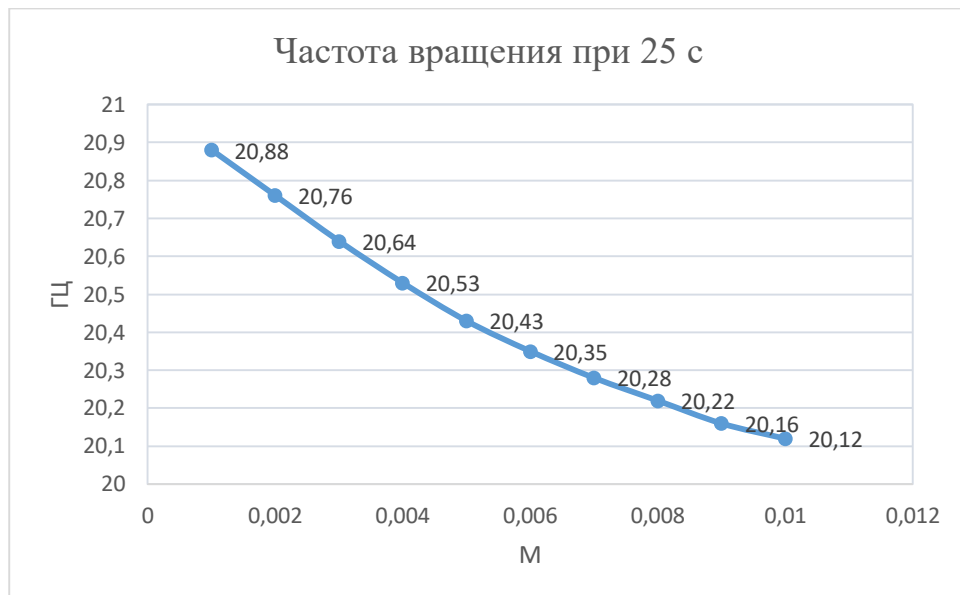


Рис.9. Частота вращения при 25 с.

Был исследован опыт применения термографического метода неразрушающего контроля, более подробно данный метод был описан в статье [21]. Авторы пришли к выводу по результатам практической реализации данного метода, что термографический способ контроля прочности металлических деталей является более точным по сравнению с другими методами контроля. В данном эксперименте были исследованы на прочности пружины, которые являются составными частями оборудования и изготавливаются по определенному технологическому процессу на заводе. В таблице 1 приведены результаты проверки деталей на прочность.

Значения индивидуального предела выносливости пружин  $\sigma R_i$  МПа

Номер пружины	$\sigma R_i$ МПа	Номер пружины	$\sigma R_i$ МПа	Номер пружины	$\sigma R_i$ МПа
1	952	18	902	35	841
2	807	19	870	36	797
3	948	20	790	37	830
4	920	21	950	38	950
5	842	22	705	39	695
6	850	23	1060	40	700
7	710	24	955	41	1040
8	793	25	746	42	945
9	600	26	880	43	754
10	785	27	898	44	852
11	760	28	642	45	904
12	1000	29	1100	46	850
13	912	30	847	47	896
14	859	31	740	48	810
15	750	32	888	49	846
16	803	33	750	50	850
17	1010	34	990	-	-

Также можно предположить актуальность полученных выводов для других областей промышленности в том числе авиастроения, где прочность и надежность составных деталей является критически важными. Данное предположение подтверждается работой авторов [22], где с целью сбора необходимых для анализа и обработки данных применяли методы неразрушающего контроля, в частности калориметрический метод.

Следует отметить применимость рассматриваемых методов диагностики и контроля в сфере авиастроения [23]. В частности, вибродиагностика применяется при проверке составных частей газотурбинных двигателей (ГТД), где наиболее высоконагруженными деталями являются подшипники качения. Также проводится контроль температурных показателей при испытаниях. Как показывает опыт исследований в этой области, выход из строя именно этих составных частей двигателей ГТД является наиболее опасным и сопряжен с существенными расходами и риском для жизни людей. Этим видам контроля и диагностики уделяется особое внимание, в том числе и сфере авиастроения.

### **Список источников**

1. Травин А.А. Контроль вибрации машины при производстве обсадных труб // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 6. С. 172-176.
2. Вибрации в технике. Справочник. В 6-т. / Под ред. В.В. Болотина. - М.: Машиностроение. 1978. Т.1. – 352 с.



3. Brønse M., Plaugmanna A., Fidlin A., Thomsena J. Coupling effects with vibration-based estimation of individual bolt tension in multi-bolt structures // Journal of Sound and Vibration, 2022, vol. 528. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116873>
4. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. - М.: Мир, 1966. - 724 с.
5. Abramson H.N. The dynamic behavior of liquids in moving containers with application to the space vehicle technology, NASA SP-106, 1966, Washington, 467 p.
6. Bauer H.F. Fluid oscillation in the containers of a space vehicles and their influence upon stability, NASA TP-187, 1964, Washington, 138 p.
7. Fontentot L.L. Dynamic stability of space vehicles, vol. VII. Dynamic of liquid in fixed and moving containers, NASA CR-941, 1968, Washington, 143 p.
8. Geissler E.D. Problems of attitude stabilization of large quided missiles // Aerospace Engineering, 1960, vol. 19, pp. 24-29.
9. Greensite A.L. Analysis of liquid – propellant mode stability of multitank ballistic booster vehicle // Journal of Aerospace Sciences, 1962, vol. 29, no. 2, pp. 130-139.
10. Keulegan G.H., Carpenter L.H. Forces on cylinders and plates in oscillation fluid // Journal of National Bureau of Standarts, 1958, vol. 60, no. 5. DOI:[10.6028/JRES.060.043](https://doi.org/10.6028/JRES.060.043)
11. Сотников А.Л. Диагностирование электромеханического привода механизма качания кристаллизатора МНЛ // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2016. Т. 59. № 5. С. 334-338.
12. Сиваков В.П., Микушина В.Н., Степанова Е.Н. Вибрационное диагностирование технического состояния подшипников сушильных цилиндров бумагоделательных машин // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. С. 293.

13. Lawrence H.R., Wang C.I., Reddy R.B. Variational solution of fuel sloshing modes // Jet propulsion, 1958, vol. 28, no. 11, pp. 729-736.
14. Budiansky B. Sloshing of liquids in a circular channels and spherical tanks // Journal of Aerospace Sciences, 1960, vol. 27, no. 3, pp. 161-173. DOI:[10.2514/8.8467](https://doi.org/10.2514/8.8467)
15. Вейник А.А., Вейник А.И. Применение вибрации при затвердевании отливок. В кн.: Прогрессивные технологические процессы в литейном производстве. – Омск: Омский политехнический институт, 1982. С. 43-45.
16. Ганиев Р.Ф. и др. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии. – Киев: Техника, 1980. – 142 с.
17. Санников А.А., Гилев А.Ю., Куцубина Н.В., Исаков С.Н. Влияние вибрации измерительных валков системы управления скоростями секций бумагоделательных машин на обрывность бумажного полотна // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. С. 212.
18. Хисамутдинов Н.Е., Явойская О.В., Явойский А.В., Хисамутдинов С.Н. Особенности поверхностных явлений в сталеплавильной ванне кислородного конвертера // Известия высших учебных заведений. Черная Металлургия. 2018. Т. 61. № 3. С. 217-222. DOI: [10.17073/0368-0797-2018-3-217-222](https://doi.org/10.17073/0368-0797-2018-3-217-222)
19. Рыжков Д.И. Вибрации при резании металлов и методы их устранения. – М.: Машгиз, 1961. - 169 с.
20. Денда В. Шум как источник информации. – М.: Мир, 1993. - 189 с.
21. Айрапетян В.С., Куриленко Г.А. Термографический способ неразрушающего контроля циклической прочности в производственных условиях // Известия высших

учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 7. С. 3-10. DOI: [10.18698/0536-1044-2018-7-3-10](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-7-3-10)

22. Чигринец Е.Г., Родригес С.Б., Заболотный Д.И., Чотчаева С.К. Численное моделирование температурных полей в полимерном композите // Труды МАИ. 2021. № 116. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=121111>. DOI: [10.34759/trd-2021-116-17](https://doi.org/10.34759/trd-2021-116-17)

23. Зубко А.И., Донцов С.Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ. 2014. № 74. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=49296>

## References

1. Travin A.A. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*, 2017, no. 6, pp. 172-176.
2. Bolotin V.V. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik* (Vibrations in technology. Handbook.), Moscow, Mashinostroenie, 1978, vol. 1, 352 p.
3. Brønsa M., Plaugmanna A., Fidlin A., Thomsena J. Coupling effects with vibration-based estimation of individual bolt tension in multi-bolt structures, *Journal of Sound and Vibration*, 2022, vol. 528. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.116873>
4. Tikhonov A.N., Samarskii A.A. *Uravneniya matematicheskoi fiziki* (Equations of mathematical physics.), Moscow, Mir, 1966, 724 p.
5. Abramson H.N. *The dynamic behavior of liquids in moving containers with application to the space vehicle technology*, NASA SP-106, 1966, Washington, 467 p.
6. Bauer H.F. *Fluid oscillation in the containers of a space vehicles and their influence upon stability*, NASA TP-187, 1964, Washington, 138 p.

7. Fontentot L.L. *Dynamic stability of space vehicles, vol. VII. Dynamic of liquid in fixed and moving containers*, NASA CR-941, 1968, Washington, 143 p.
8. Geissler E.D. Problems of attitude stabilization of large guided missiles, *Aerospace Engineering*, 1960, vol. 19, pp. 24-29.
9. Greensite A.L. Analysis of liquid – propellant mode stability of multitank ballistic booster vehicle, *Journal of Aerospace Sciences*, 1962, vol. 29, no. 2, pp. 130-139.
10. Keulegan G.H., Carpenter L.H. Forces on cylinders and plates in oscillation fluid, *Journal of National Bureau of Standards*, 1958, vol. 60, no. 5. DOI:[10.6028/JRES.060.043](https://doi.org/10.6028/JRES.060.043)
11. Sotnikov A.L. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Chernaya metallurgiya*, 2016, vol. 59, no. 5, pp. 334-338.
12. Sivakov V.P., Mikushina V.N., Stepanova E.N. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*, 2014, no. 6, pp. 293.
13. Lawrence H.R., Wang C.I., Reddy R.B. Variational solution of fuel sloshing modes, *Jet propulsion*, 1958, vol. 28, no. 11, pp. 729-736.
14. Budiansky B. Sloshing of liquids in a circular channels and spherical tanks, *Journal of Aerospace Sciences*, 1960, vol. 27, no. 3, pp. 161-173. DOI:[10.2514/8.8467](https://doi.org/10.2514/8.8467)
15. Veinik A.A., Veinik A.I. *Primenenie vibratsii pri zatverdevanii otливok. V kn.: Progressivnye tekhnologicheskie protsessy v liteinom proizvodstve* (The use of vibration in the solidification of castings. Progressive technological processes in foundry.), Omsk, Omskii politekhnicheskii institut, 1982, pp. 43-45.
16. Ganiev R.F. et al. *Kolebatel'nye yavleniya v mnogofaznykh sredakh i ikh ispol'zovanie v tekhnologii* (Oscillatory phenomena in multiphase media and their use in technology), Kiev, Tekhnika, 1980, 142 p.

17. Sannikov A.A., Gilev A.Yu., Kutsubina N.V., Isakov S.N. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*, 2014, no. 6, pp. 212.
18. Khisamutdinov N.E., Yavoiskaya O.V., Yavoiskii A.V., Khisamutdinov S.N. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Chernaya Metallurgiya*, 2018, vol. 61, no. 3, pp. 217-222.  
DOI: [10.17073/0368-0797-2018-3-217-222](https://doi.org/10.17073/0368-0797-2018-3-217-222)
19. Ryzhkov D.I. *Vibratsii pri rezanii metallov i metody ikh ustraneniya* (Vibrations in the cutting of metals and methods of their elimination.), Moscow, Mashgiz, 1961, 169 p.
20. Denda V. *Shum kak istochnik informatsii* (Noise as a source of information), Moscow, Mir, 1993, 189 p.
21. Airapetyan V.S., Kurilenko G.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*, 2018, no. 7, pp. 3-10. DOI: [10.18698/0536-1044-2018-7-3-10](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-7-3-10)
22. Chigrinets E.G., Rodrigues S.B., Zabolotnii D.I., Chotchaeva S.K. *Trudy MAI*, 2021, no. 116. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=121111>. DOI: [10.34759/trd-2021-116-17](https://doi.org/10.34759/trd-2021-116-17)
23. Zubko A.I., Dontsov S.N. *Trudy MAI*, 2014, no. 74. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=49296>

Статья поступила в редакцию 15.06.2022

Статья после доработки 20.06.2022

Одобрена после рецензирования 21.07.2022

Принята к публикации 26.12.2022

The article was submitted on 15.06.2022; approved after reviewing on 21.07.2022; accepted for publication on 26.12.2022