

УДК: 621.311.25

# ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА К-300-240 ЛМЗ

РАБЕНКО В.С., канд. техн. наук, КИСЕЛЁВ А.И., аспирант

Статья посвящена вопросам моделирования виброхарактеристик турбоагрегата с имитацией их отклонений в различных режимах работы. Модель разрабатывается для компьютерных тренажёров в целях проведения противоаварийных тренировок.

Во всех режимах работы турбоагрегата одними из важнейших, постоянно контролируемых величин являются виброхарактеристики: вибросмещение (двойная амплитуда) и виброскорость, которые должны не превышать установленных норм (рис. 1).

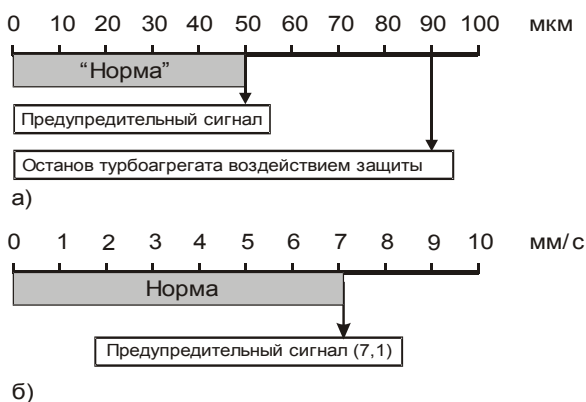


Рис. 1. Технологические уставки сигнализаций и защиты по превышению вибрационного состояния турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ: а- диапазон приборного контроля вибросмещения; б- диапазон приборного контроля виброскорости

Следует отметить, что предельные значения контролируемых величин по перечню и значениям для турбоагрегатов несколько различаются и определяются как индивидуальными характеристиками турбоагрегата, так и поколением аппаратуры контроля и регистрации. В общем случае контроль вибрации (вибросмещение, виброскорость) осуществляется в трёх направлениях: вертикальном, поперечном, продольном.

Источником вибрации турбоагрегата является неуравновешенность ротора, мерой которой является дисбаланс

$$\vec{D} = m_i \vec{e}_i. \quad (1)$$

По длине ротора локально расположенные неуравновешенные массы ( $m_i$ ), в совокупности с индивидуальными эксцентриситетами ( $\vec{e}_i$ ), вызывают пространственность линии дисбаланса ротора относительно его центральной оси инерции (рис. 2).

Исходя из этого виброхарактеристики турбоагрегата измеряются на подшипниковых опорах, поэтому далее излагается методика моделирования виброхарактеристик, привязанных к подшипниковым опорам (ПО).

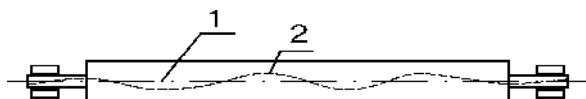


Рис.2. К построению модели неуравновешенности ротора: 1-центральная ось инерции; 2-пространственная линия дисбалансов

**Методика построения имитационной модели динамики вибрации на подшипниковых опорах турбоагрегата.** При вращении неуравновешенного ротора с угловой скоростью  $\omega$  в каждом отдельно взятом поперечном сечении массой  $m_i$  возникает центробежная сила

$$\vec{F}_i = m_i \vec{e}_i \omega^2 = \vec{D}_i \omega^2. \quad (2)$$

В сечении, для которого моделируется дисбаланс, его значение и характеристики можно предсказать по направлениям контроля вибрации с последующим нахождением результирующего значения (рис. 3).

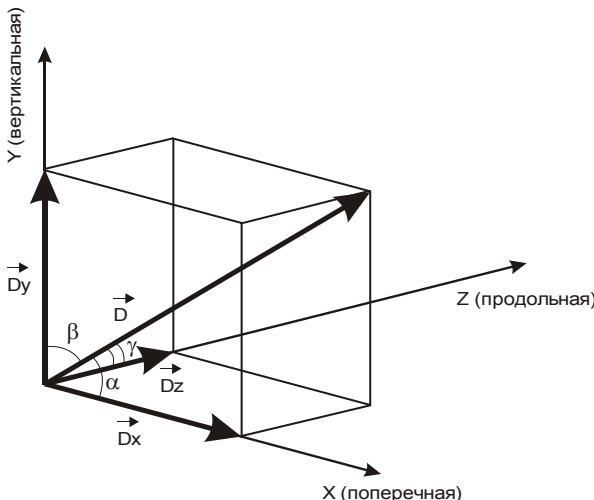


Рис. 3. Разложение вектора дисбаланса для отдельного сечения ротора по направлениям контроля виброхарактеристик

Главный вектор дисбалансов ( $\vec{D}_{CT}$ ) определяется как сумма всех векторов дисбалансов, расположенных в рассматриваемых сечениях, перпендикулярных оси ротора:

$$\vec{D}_{CT} = \sum_{i=1}^n \vec{D}_i = m_{CT} \vec{e}_{CT}, \quad (3)$$

где  $m_{CT}$  – неуравновешенная масса ротора;  $\vec{e}_{CT}$  – эксцентриситет ротора.

Соответственно суммарная центробежная сила равна

$$\vec{F}_{CT} = \vec{D}_{CT} \omega^2. \quad (4)$$

Центробежная сила  $\vec{F}_{CT}$  приложена к центру

масс ротора, а направление ее совпадает с направлением главного вектора дисбаланса. Положение центра масс ротора в модели задается изменением расстояния от середины правой опоры по длине ротора, что позволяет имитировать изменение уровня виброхарактеристик роторов турбоустановки, контролируемых на ПО.

Центробежную силу можно разложить на составляющие:

$$\vec{F}_{CT} = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k}, \quad (5)$$

где  $F_x, F_y, F_z$  – соответственно проекции вектора центробежной силы  $\vec{F}_{CT}$  на поперечную, вертикальную, продольную оси.

Обозначим:

$$\angle(\vec{F}, \vec{i}) = \alpha; \quad \angle(\vec{F}, \vec{j}) = \beta; \quad \angle(\vec{F}, \vec{k}) = \gamma.$$

$$\left. \begin{aligned} F_x &= |\vec{F}_{CT}| \cos(\alpha) \\ F_y &= |\vec{F}_{CT}| \cos(\beta) \\ F_z &= |\vec{F}_{CT}| \cos(\gamma) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Уравнения вынужденных колебаний материальной точки (центра масс ротора):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 X}{d\tau^2} + 2k_{тр} \frac{dX}{d\tau} + \omega_{кр} X &= \frac{F_x}{m_{CT}} \cos(\omega\tau) \\ \frac{d^2 Y}{d\tau^2} + 2k_{тр} \frac{dY}{d\tau} + \omega_{кр} Y &= \frac{F_y}{m_{CT}} \cos(\omega\tau) \\ \frac{d^2 Z}{d\tau^2} + 2k_{тр} \frac{dZ}{d\tau} + \omega_{кр} Z &= \frac{F_z}{m_{CT}} \cos(\omega\tau) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Общее решение системы будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} X &= C_x e^{-k_{тр}\tau} \cos(\omega_{кр1}\tau - \theta_x) + X_n, \\ Y &= C_y e^{-k_{тр}\tau} \cos(\omega_{кр1}\tau - \theta_y) + Y_n, \\ Z &= C_z e^{-k_{тр}\tau} \cos(\omega_{кр1}\tau - \theta_z) + Z_n, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где  $X, Y, Z$  – перемещение точки центра масс в поперечном, продольном и вертикальном направлениях;  $k_{тр}$  – коэффициент трения, отнесённый к массе ротора;  $\omega$  – круговая частота колебаний внешней возмущающей силы;  $\omega_{кр1}^2 = \omega_{кр}^2 - k_{тр}^2$  – круговая частота собственных колебаний с трением (т.к.  $k_{тр}$  мало, трение почти не изменяет частоту собственных колебаний и им обычно пренебрегают);  $\theta$  – первоначальный угол сдвига фаз.

Первое слагаемое уравнений (8) учитывает свободные затухающие колебания, второе – вынужденные колебания. Так как свободные колебания затухают, то первым слагаемым пренебрегаем.

Вынужденные колебания определяются решением

$$\left. \begin{aligned} X_n &= X_0 \cos(\omega\tau - \delta_x) \\ Y_n &= Y_0 \cos(\omega\tau - \delta_y) \\ Z_n &= Z_0 \cos(\omega\tau - \delta_z) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где  $X_0, Y_0, Z_0$  – амплитуды вынужденных колебаний в поперечном, вертикальном и продольном направлениях;  $\delta$  – угол сдвига колебаний ротора относительно действующей внешней нагрузки (на-

личие угла сдвига указывает на то, что вынужденные колебания совершаются с затратой энергии на преодоление сил трения).

Подставив решения (8) и (9) в уравнения (7), после преобразований получим выражения для амплитуд вибрации:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= \frac{F_x/m_{CT}}{\sqrt{(\omega_{кр}^2 - \omega^2)^2 + (2k_{кр}\omega)^2}} \\ Y_0 &= \frac{F_y/m_{CT}}{\sqrt{(\omega_{кр}^2 - \omega^2)^2 + (2k_{кр}\omega)^2}} \\ Z_0 &= \frac{F_z/m_{CT}}{\sqrt{(\omega_{кр}^2 - \omega^2)^2 + (2k_{кр}\omega)^2}} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Соответствующие значения виброскоростей определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_0 &= \omega X_0 \\ \dot{Y}_0 &= \omega Y_0 \\ \dot{Z}_0 &= \omega Z_0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Полученные уравнения верны для модели с сосредоточенными параметрами. В действительности ротор турбины представляет собой пространственную конструкцию и обладает рядом форм собственных колебаний и соответствующим им набором собственных частот ( $\omega_{крI}, \omega_{крII}, \dots, \omega_{крN}$ ).

Построение пространственной модели вибрации с расчётом собственных частот колебаний ротора слишком сложно и нецелесообразно в данной постановке задачи. Поэтому рассмотрим построение модели на основе ранее полученных соотношений с параметрической идентификацией коэффициентов модели по результатам приборного контроля виброхарактеристик. Для моделируемой системы соединения роторов турбины К-300-240 ЛМЗ, сопряжённого с ротором генератора ТВВ-320-2, известны первые четыре тона критических оборотов.

Таблица 1. Критические обороты для К-300-240-1 ЛМЗ

Тон критических оборотов	$n_{кр}$ , об/мин	$\omega_{кр}$ , рад/с
I	1093	114
II	1709	179
III	2125	223
IV	2446	256

В связи с этим амплитуды вынужденных колебаний представим в виде

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= \sum_{i=1}^{i=4} \frac{F_x/m_{ст}}{\sqrt{(\omega_{крі}^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot k_{крі} \omega)^2}}, \\ Y_0 &= \sum_{i=1}^{i=4} \frac{F_y/m_{ст}}{\sqrt{(\omega_{крі}^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot k_{крі} \omega)^2}}, \\ Z_0 &= \sum_{i=1}^{i=4} \frac{F_z/m_{ст}}{\sqrt{(\omega_{крі}^2 - \omega^2)^2 + (2 \cdot k_{крі} \omega)^2}}. \end{aligned} \right\} (12)$$

Виброскорости вычисляются по формуле (11). В данном контексте под  $k_{тр}$  понимается любое сопротивление, оказываемое распространению вынужденных колебаний. Известно, что с увеличением тона колебаний уменьшается заброс амплитуды вынужденных колебаний в резонансе. Это связано с формой колебания (рис. 4).

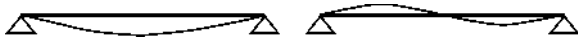


Рис. 4. Формы колебания для I и II тонов

Таким образом, форма как бы препятствует росту амплитуды, оказывает сопротивление распространению вынужденных колебаний. В модели это учитывается увеличением коэффициента трения при увеличении тона, поэтому в формуле (12) для каждой гармоники свой коэффициент трения.

Так как виброхарактеристики измеряются на опорах подшипников, то их вычисление проводится для опор, а не для центра масс ротора. В связи с этим рассмотрим два основных соотношения.

Обозначим:  $\vec{v}_i = (X_i \ Y_i \ Z_i)^T$  – вектор амплитуд вибрации  $i$ -й опоры.

Тогда

$$\vec{v}_i = \sum_j (a_{ij} \vec{Q}_j), \quad (13)$$

где  $i, j = 1 \dots n$  – нумерация подшипниковых опор;  $n$  – число подшипниковых опор;  $\vec{Q}_j$  – вектор динамической реакции  $j$ -й опоры;  $a$  – матрица влияния ( $a_{ij}$  – степень влияния  $j$ -ого подшипника на вибрацию  $i$ -го,  $a_{ij} = 0 \dots 1$ ).

В нашем случае матрица влияния – единичная матрица, то есть не учитывается взаимное влияние вибраций подшипниковых опор:

$$\vec{Q}_j = c_j \vec{q}_j, \quad (14)$$

где  $c$  – матрица динамической жёсткости масляного слоя ( $c_j$  – динамическая жёсткость масляного слоя

### РЕЗУЛЬТАТЫ

Тестовый расчёт проводился со следующими исходными данными (табл. 2).

Таблица 2. Исходные данные

Величина	ЦВД	ЦСД	ЦНД
Масс ротора, кг	9324	29300	32060
Эксцентриситет, м	0,000025	0,000017	0,000025
Угол дисбаланса с поперечной осью, °	70	70	70
Угол дисбаланса с вертикальной осью, °	20	20	20
$e$	0,06	0,06	0,06
$d$	0,5	0,4	0,51

на  $j$ -м подшипнике);  $\vec{q}_j$  – вектор перемещения цапфы ротора в  $j$ -м подшипнике относительно вкладыша.

Для оценки  $\vec{q}_j$  обратимся к рис. 5.

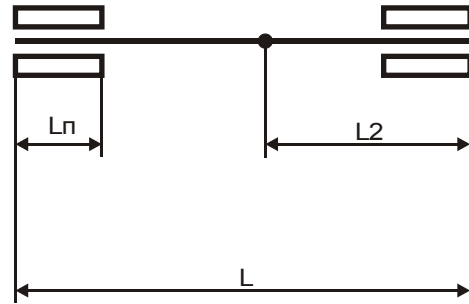


Рис. 5. К расчёту  $\vec{q}_j$ :  $L$  – длина ротора;  $L_2$  – расстояние от правого подшипника до места приложения суммарного дисбаланса;  $L_1$  – длина подшипника

Обозначим:  $e = L_1/L$ ;  $d = L_2/L$ .

Тогда векторы перемещения цапф ротора в левом и правом подшипниках соответственно равны:

$$\vec{q}_1 = \frac{e}{1-d} \begin{pmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{pmatrix}, \quad (15)$$

$$\vec{q}_2 = \frac{e}{d} \begin{pmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{pmatrix}. \quad (16)$$

Таким образом, для центра масс каждого из роторов турбины вычисляем по формулам (12)  $X_0$ ,  $Y_0$ ,  $Z_0$ , а затем по формулам (13), (14), (15), (16) находим виброхарактеристики на каждой подшипниковой опоре.

### Заключение

В аспекте имитационного моделирования динамики виброхарактеристик достаточным является применение полученных зависимостей с учётом того, что для рассматриваемой турбоустановки в рамках поставленной задачи контроль виброхарактеристик осуществляется в двух направлениях. Так как виброхарактеристики измеряются на ПО, то моделируются динамические характеристики ПО. Такой подход позволяет отказаться от решения уравнения колебаний системы с распределённой массой, какой и является система соединённых роторов как объект моделирования, и перейти к модели со сосредоточенными параметрами.

1. Тестовый расчет изменения виброхарактеристик турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ на первой, третьей и пятой подшипниковых опорах.

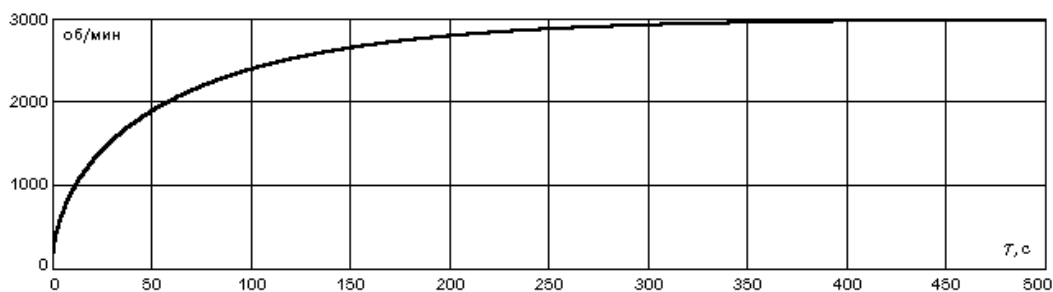


Рис. 6. Изменение числа оборотов ротора турбины

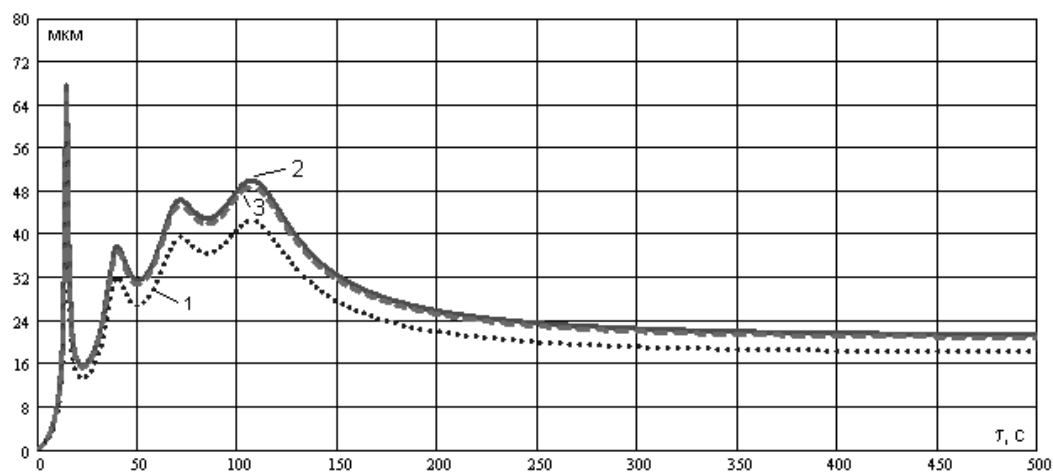


Рис. 7. Изменение вибросмещения на 1, 3, 5 подшипниках: 1– подшипник №3; 2– подшипник №1; 3– подшипник №5

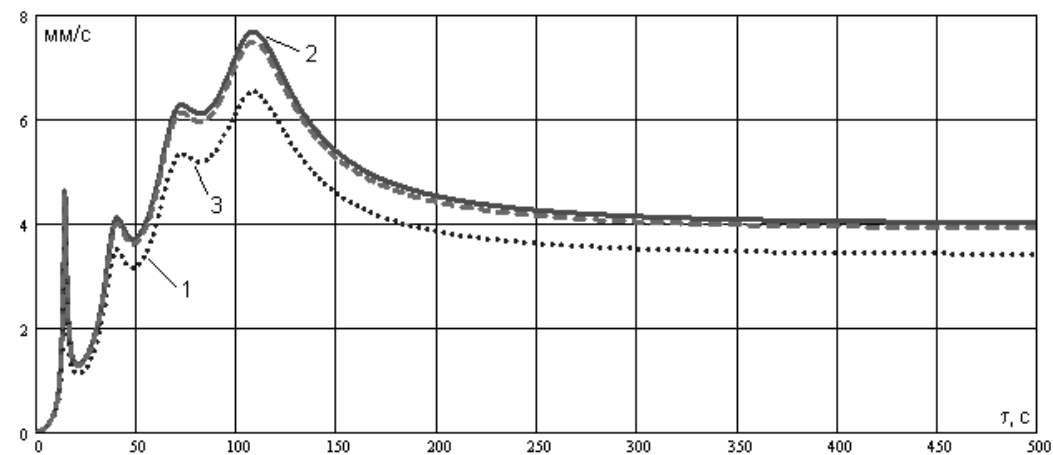


Рис. 8. Изменение виброскорости на 1, 3, 5 подшипниках: 1– подшипник №3; 2– подшипник №1; 3– подшипник №5

2. Виброхарактеристики турбоагрегата К-300-240, снятые с компьютерного тренажёра блока 300 МВт во время пуска из холодного состояния.

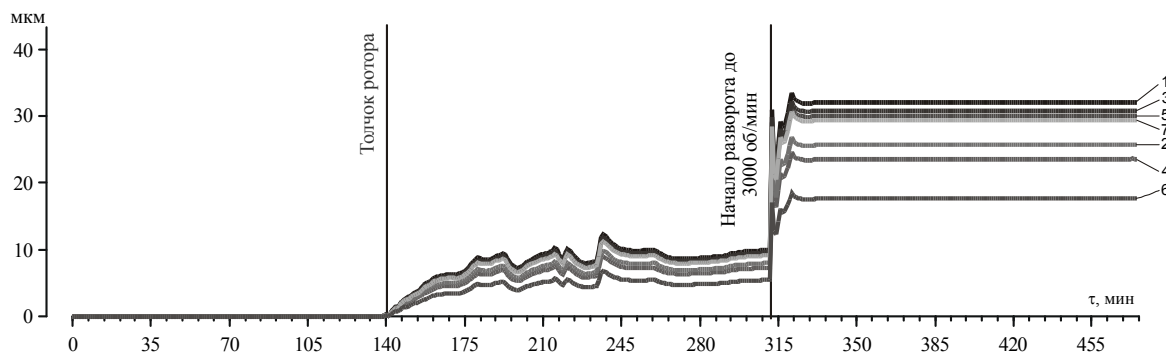


Рис. 9. Изменение вибросмещений во время пуска из холодного состояния:  
1—вибросмещение на первой ПО; 2—вибросмещение на второй ПО; 3—вибросмещение на третьей ПО;  
4—вибросмещение на четвёртой ПО; 5—вибросмещение на пятой ПО; 6—вибросмещение на шестой ПО

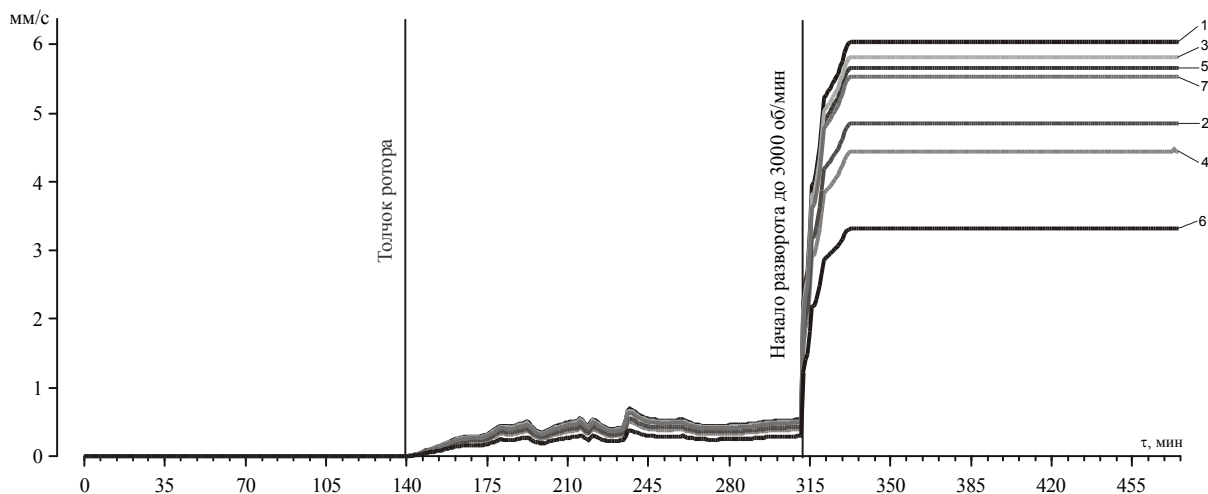


Рис. 10. Изменение виброскоростей во время пуска из холодного состояния:  
1—виброскорость на первой ПО; 2— виброскорость на второй ПО; 3— виброскорость на третьей ПО;  
4— виброскорость на четвёртой ПО; 5— виброскорость на пятой ПО; 6— виброскорость на шестой ПО