

МЕТОДИКА УПРАВЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНОЙ СИЛОВОГО ИМПУЛЬСА ВИБРАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ

Герасимов М.Д.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Белгород

Ключевые слова: вибрация, вибрационное устройство, сложение колебаний, асимметричные колебания, коэффициент асимметрии вынуждающей силы, импульс силы, методика управления.

Аннотация. В работе приведены результаты аналитических исследований вибрационного устройства с асимметричными колебаниями рекомендуемые для строительных и дорожных машин. В статье представлены элементы методики расчёта суммарной вынуждающей силы, состоящей из составляющих её ряда элементарных сил, каждая из которых формирует направленные симметричные колебания. Впервые в практике рассмотрения асимметричных колебаний для рабочего оборудования строительных и дорожных машин приведены численные расчёты параметров вибрационного устройства с асимметричными колебаниями при числе входящих в него вибрационных ступеней с направленными колебаниями более четырёх. Численные расчёты, выполненные для вибрационного устройства с десятью ступенями, позволяют получить коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы равный десяти. Показано, что при увеличении числа ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями в пределах до десяти штук, продолжительность силового импульса в направлении выполнения полезной работы, в пределах периода колебаний, сокращается со 100% при симметричных колебаниях до 37%. Зависимость времени силового импульса от числа ступеней описано степенным уравнением.

CONTROL METHOD FOR THE POWER PULSE OF A VIBRATION DEVICE WITH ASYMMETRIC OSCILLATIONS

Gerasimov M.D.

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

Keywords: asymmetric oscillations, coefficient of asymmetry of the driving force, force impulse.

Abstract. The paper presents the results of analytical studies of a vibration device with asymmetric oscillations recommended for construction and road machines. The article presents the elements of the methodology for calculating the total driving force, consisting of the components of a number of elementary forces, each of which forms directed symmetrical oscillations. For the first time in the practice of considering asymmetric vibrations for the working equipment of construction and road machines, numerical calculations of the parameters of a vibration device with asymmetric vibrations are given for the number of vibration stages included in it with directional vibrations of more than four. Numerical calculations performed for a vibratory device with ten steps make it possible to obtain the asymmetry coefficient of the total driving force equal to ten. It is shown that with an increase in the number of steps of a vibration device with asymmetric oscillations up to ten pieces, the duration of the power impulse in the direction of performing useful work, within the oscillation period, is reduced from 100% with symmetrical oscillations to 37%. The dependence of the power pulse time on the number of steps is described by a power equation.

Введение. В настоящее время в практике проектирования и создания вибрационных строительных и дорожных машин используются вибрационные устройства с круговыми и с направленными колебаниями. Такие вибрационные устройства характеризуются тем, что в пределах одного периода колебаний время действия вынуждающей силы, действующей в направлении выполнения полезной работы и в направлении холостого хода равны между собой [1-4].

При сложении нескольких колебаний с направленными колебаниями и с кратными частотами формируются или генерируются, асимметричные колебания, у которых величина суммарной вынуждающей силы, действующая в направлении выполнения полезной работы, может кратно превышать величину вынуждающей силы, действующую в противоположном направлении, в направлении выполнения холостого хода. Силы, периодически действующие

в противоположных направлениях, могут именоваться и как составляющие суммарной вынуждающей силы.

При увеличении числа ступеней n вибрационных устройств с направленными колебаниями при $n \geq 1$ может наблюдаться изменение соотношения времени действия суммарной вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы и в направлении выполнения холостого хода. Численные значения таких соотношений ранее не исследовались, в силу того, что в практике проектирования не рассматривались вибрационные устройства с асимметричными колебаниями [5-8].

В настоящей работе выполняется численный анализ времени действия суммарной вынуждающей силы в пределах одного периода колебаний вибрационной системы в направлении выполнения полезной работы, или времени силового импульса, в широком изменении числа ступеней в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями, например, до $n = 10$.

Теория и методы исследования. В работе используются классические методы аналитических исследований теории механизмов и машин, включающих расчёты, связанные с параметрами, вызываемыми вынужденными колебаниями, а именно: частоты, периоды, амплитуды колебаний, скорости вращения неуравновешенных деталей – дебалансов, вынуждающие силы, возникающие при вращении дебалансных валов [9-11]. В работе, однако, рассматривается ряд параметров, относящихся к специальному разделу математики и техники, как асимметричные колебания, асимметричная вынуждающая сила – как сумма элементарных вынуждающих сил направленного действия, действующих вдоль общей оси, или линии. Асимметрия колебаний характеризуется параметром, который может носить название: коэффициент несимметрии [12], коэффициент динамичности вибрационной системы [13] или коэффициент асимметрии величины суммарной вынуждающей силы, используемый в данной работе. Коэффициент асимметрии величины суммарной вынуждающей силы k_{ac} численно равен отношению модулей составляющих эту силу, действующих в противоположных направлениях, например, $k_{ac} = +F / |-F|$. Величина k_{ac} в реальных для технического использования условиях может задаваться и устанавливаться в пределах $1 \leq k_{ac} \leq 10$. При увеличении k_{ac} от 1 до 10, очевидно, происходит изменение времени действия суммарной вынуждающей силы в положительном направлении, которое в данной работе характеризуется как направление выполнения полезной работы F_{np} . Противоположное направление действия суммарной вынуждающей силы характеризуется как направление выполнения холостого хода. Изменение времени действия суммарной вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы влечёт за собой изменение импульса силового воздействия всего вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. Изменение импульса силового воздействия вибрационного устройства с асимметричными колебаниями может быть использовано для управления вибрационным, а значит и производственным процессом, например, при погружении свай при изменяемых свойствах грунта по глубине залегания. Однако, эти зависимости ещё в технической литературе не освещались.

В статье впервые приводится методика [14] определения величин слагаемых сил F_i и образующих суммарную вынуждающую силу $F_{сум}$. Так, для суммарной вынуждающей силы, с коэффициентом асимметрии равным $k_{ac} = 5$, необходимо создать вибрационное устройство с пятью элементарными вибраторами направленного действия с кратными частотами вращения дебалансных валов: $F_{сум} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$. При этом коэффициент асимметрии $k_{ac} = 5$ обеспечивает лишь одно сочетание слагаемых сил F_i , которое, приводится ниже, в тексте.

Под периодом суммарного колебания понимаем равным периоду колебаний вибрационной ступени с направленными колебаниями с наименьшей частотой. Периоды колебаний остальных ступеней укладываются в данный период целое число раз.

$$T_{сум} = T_{max} = T_1 = 2 \cdot T_2 = \dots = n \cdot T_n. \quad (1)$$

При этом

$$f_{\text{сумм}} = f_{\text{мин}} = f_1 = 1/T_1, \quad (2)$$

где $T_{\text{сумм}}$, $T_{\text{макс}}$, T_1 – период колебаний вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, с; T_2, T_3, \dots, T_n – период колебаний последующих ступеней вибрационного устройства, с; $f_{\text{сумм}}$, $f_{\text{мин}}$, f_1 – частота колебаний вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, Гц.

В настоящее время, как таковой, методики расчёта параметров и теоретических основ проектирования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями для строительной и дорожной техники в технической литературе не представлено. Имеются отдельные публикации [9,10], в которых приводятся некоторые зависимости для получения параметров вибрационных устройств с асимметричными колебаниями с коэффициентом асимметрии ($k_{ac} \cong 2,0$) и суммарной вынуждающей силой $F_{\text{сум}} = F_1 + F_2$.

Если принять наибольшее значение суммарной вынуждающей силы, действующей в принятом положительном направлении, в направлении выполнения полезной работы $F_{\text{сум}} = F_+ = F_{\text{пр}}$, а наибольшее значение суммарной вынуждающей силы, действующей в противоположном, «отрицательном», направлении, в направлении выполнения холостого хода $|F_-| = |F_{\text{xx}}|$, то отношение $k_{ac} = +F / |-F| = F_{\text{пр}} / |F_{\text{xx}}|$ – носит наименование – коэффициент асимметрии величины вынуждающей силы.

В работе [11], приведены соотношения статических моментов дебалансов (M_i): для двух ($M_1:M_2$), для трёх ($M_1:M_2:M_3$), и для четырёх ($M_1:M_2:M_3:M_4$) ступенчатых вибрационных устройств. Здесь $M_i = m_i \cdot r_i$ – статический момент дебаланса i -той ступени, кг·м; M_1, M_2, M_3, M_4 – статические моменты дебалансов первой, второй, третьей и четвёртой ступени вибрационного устройства, соответственно; m_i – масса дебаланса i -той ступени, кг; r_i – эксцентриситет, радиус смещения центра массы дебаланса относительно оси вращения i -той ступени, м.

Использование этих соотношений позволяет получать расчётным путём асимметричные вынуждающие силы для двух- трёх- и четырёх ступенчатых вибрационных устройств с асимметричными колебаниями $F_{\text{сумм}2}$; $F_{\text{сумм}3}$ и $F_{\text{сумм}4}$ и получить при этом коэффициенты асимметрии близкие к максимальным: $k_{F2} \cong 2,0$; $k_{F3} \cong 3,0$ и $k_{F4} \cong 4,0$.

Здесь k_{F2} ; k_{F3} и k_{F4} – коэффициенты асимметрии вынуждающей силы, двух-, трёх- и четырёхступенчатого вибрационного устройства, соответственно.

Для вибрационных устройств с большим числом ступеней, чем четыре в [11] данных не приводится. Причём, метод расчёта величины суммарной вынуждающей силы через управление статическими моментами не вполне удобен.

В работах [12, 13] предложены методы расчёта величины суммарной вынуждающей силы на основе разложений кусочно-гладких или иных функций в ряд Фурье и использования его коэффициентов перед тригонометрическими выражениями членов ряда, под знаком суммы, в качестве соотношений, составляющих суммарную вынуждающую силу:

$$F_{\text{сум}} = F_1 + F_2 + \dots + F_i, \quad (3)$$

где F_1, F_2, \dots, F_i – вынуждающие силы дебалансов, входящих в схему вибрационного устройства с асимметричными колебаниями и составляющие величину суммарной вынуждающей силы.

Обращает на себя внимание тот факт, что метод разложения функций в ряд Фурье даёт определённую закономерность роста коэффициента асимметрии при использовании первых трёх, реже четырёх, членов ряда. При увеличении числа слагаемых ряда Фурье больше 4-х членов, прирост коэффициента асимметрии практически прекращается.

В данной статье используем элементы методики расчёта параметров вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, состоящего из произвольного числа ступеней с направленными колебаниями, основанной на определении величины суммарной

вынуждающей силы с наибольшим коэффициентом асимметрии. Согласно [14-16], режим генерирования суммарной вынуждающей силы $F_{\text{сумм}}$ осуществляют по закону, подчиняющемуся правилам арифметической прогрессии, каждый член которой определяет фиксированные значения составляющих F_i в величине суммарной вынуждающей силы.

$$F_{\text{сумм}} = \frac{a_i}{\sum_{i=1}^n a_i} \cdot F_{\text{сумм}} + \frac{a_{i-1}}{\sum_{i=1}^n a_i} \cdot F_{\text{сумм}} + \frac{a_{i-2}}{\sum_{i=1}^n a_i} \cdot F_{\text{сумм}} + \dots + \frac{a_{i-n}}{\sum_{i=1}^n a_i} \cdot F_{\text{сумм}}, \quad (4)$$

где a_i – наибольшее значение порядкового номера ступени при $i = n$; $a_{i-1}, a_{i-2}, \dots, a_{i-n}$, – убывающие значения порядкового номера ступени; $\sum_{i=1}^n a_i$ – сумма всех чисел порядковых номеров ступеней, $1+2+3+\dots+i$.

Вторым, уже известным условием проектирования и создания вибрационных устройств с асимметричными колебаниями [11-16] является кратное отношение величины угловой скорости дебалансного вала каждой последующей ступени по отношению к первой, начальной:

$$\omega_2 = 2 \cdot \omega_1; \omega_3 = 3 \cdot \omega_1; \omega_4 = 2 \cdot \omega_1, \dots, \quad (5)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ – угловые скорости вращения дебалансных валов соответствующих ступеней, входящих в схему вибрационного устройства с асимметричными колебаниями.

Так, для двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, состоящего из двух ступеней вибрационных устройств с направленными колебаниями, для величины суммарной вынуждающей силы, равной $F_{\text{сумм}} = 1 \text{ кН}$, необходимо иметь две составляющие силы, с учётом (3):

$$F_{\text{сумм}} = 1 = 0,667 \cdot \cos(\omega_1 t) + 0,333 \cdot \cos(2\omega_1 t), \quad (6)$$

где t – текущее время, в пределах одного периода колебаний, с.

При данном соотношении (3) двух составляющих сил суммарную вынуждающую силу, коэффициент асимметрии автоматически обеспечивается равным $k_{ac2} = 2,0$. Аналогично выражению (3) составляем выражение составляющих сил для семи ступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями и $F_{\text{сумм}} = 1 \text{ кН}$.

$$F_{\text{сумм}} = 1 = 0,25 \cdot \cos(\omega_1 t) + 0,214 \cdot \cos(2\omega_1 t) + 0,179 \cdot \cos(3\omega_1 t) + 0,143 \cdot \cos(4\omega_1 t) + 0,107 \cdot \cos(5\omega_1 t) + 0,071 \cdot \cos(6\omega_1 t) + 0,036.$$

Получив величину каждой из семи, в данном примере, составляющей, можно выполнить расчёт и построение графика каждой в отдельности составляющей силы и, как результат, суммарной вынуждающей силы, в пределах наибольшего периода колебаний $T_1 = 1/f_1 = 60/n_1$ (с). Здесь n_1 – частота вращения дебалансного вала первой, начальной ступени, об/мин, f_1 – частота колебаний вибрационного устройства от действия дебалансов первой ступени, Гц, при этом угловая скорость вращения дебалансных валов первой, начальной ступени – ω_1 .

Величина составляющей суммарной вынуждающей силы определяется по известным выражениям:

$$F_i = M_{cm.i} \cdot \omega_i^2 \cdot \cos(\omega_i t), \quad (8)$$

где F_i – составляющая суммарной вынуждающей силы первой, начальной ступени, кН, $M_{cm.i} = m_i \cdot r_i$ – статический момент дебалансов соответствующей ступени вибрационного устройства, кг·м,

Точка перехода графика суммарной величины вынуждающей силы через координату $F_{\text{сумм}} = 0$ позволяет определять время силового импульса в направлении выполнения полезной работы, в зависимости от числа ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями или, что тоже самое, от коэффициента асимметрии.

Результаты исходных параметров сводим в таблицу 1. Для расширения исследуемого диапазона значений коэффициента асимметрии принимаем максимальное число ступеней, равное десяти.

Табл. 1. Исходные параметры, входящие в расчёты вибрационного устройства с асимметричными колебаниями

Параметры	I ступень	II ступень	III ступень	IV ступень	V ступень
n , об/м	500	1000	1500	2000	2500
ω , p/c	52,3	104,7	157	209,3	261,7
f , Гц	8,33	16,67	25	33,33	41,67
T , с	0,12	0,06	0,04	0,03	0,024
ω^2	2739	10955	24649	43820	68469

Табл. 1. Продолжение

Параметры	VI ступень	VII ступень	VIII ступень	IX ступень	X ступень
n , об/м	3000	3500	4000	4500	5000
ω , p/c	314	366,3	418,7	471	523,3
f , Гц	50	58,33	66,67	75	83,3
T , с	0,02	0,0171	0,015	0,013	0,012
ω^2	98596	134200	175282	221841	273878

Так, для получения вынуждающей силы величиной 1 кН, при работе одной ступени с направленными колебаниями (без асимметрии) и при частоте вращения дебаланса $n = 500$ об/м требуется статический момент равный $M_{cm1} = 0,365$ кг·м.

График зависимости вынуждающей силы в пределах одного периода для одной ступени вибраторов с заявленными исходными параметрами представлен на (рис. 1). Для выполнения расчётов использовались таблицы Excel

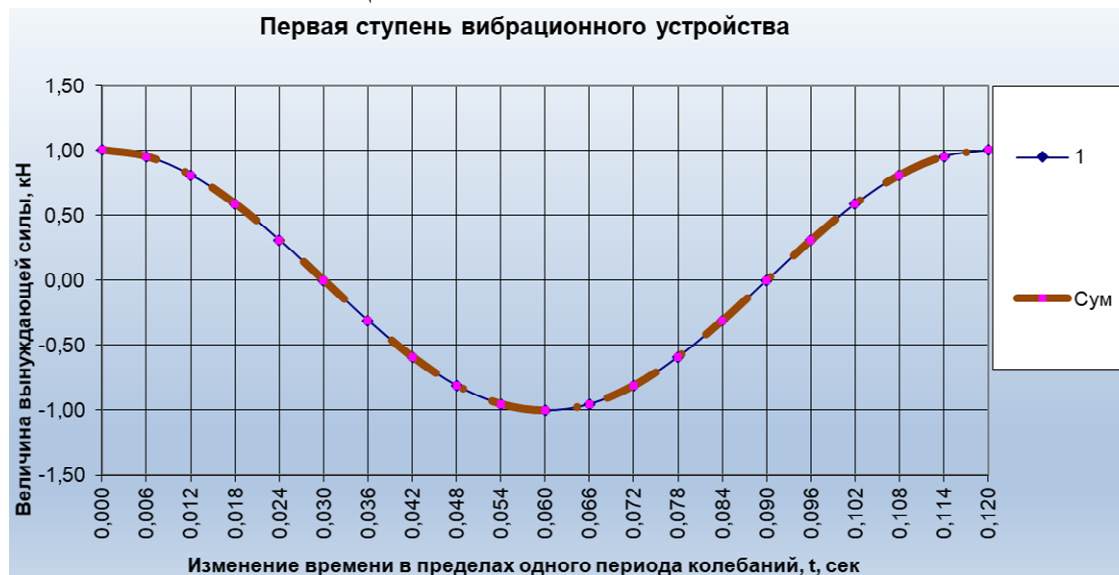


Рис. 1. Изменение величины вынуждающей силы одной, первой, ступени вибрационного устройства с направленными колебаниями в пределах одного периода колебаний, $n_1 = 500$ об/мин:

здесь и далее: 1 – индекс изменения величины вынуждающих сил, например, первой ступени;

Сум – индекс суммарной вынуждающая сила. t , с – текущее время одного периода;

В данном случае $F_{сум} = F_1$, коэффициент асимметрии вынуждающей силы равен единице $k_{ас1} = 1,0$, а время действия вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы равно времени полупериода колебаний – $t_{np1} = T / 2 = 0,06$ с.

Выполняем расчёт действующих сил для двухступенчатого вибрационного устройства, состоящего из двух ступеней, $n_1 = 500$ об/мин, $n_2 = 1000$ об/мин, с заданной величиной суммарной вынуждающей силой 1,0 кН. Величина суммарной вынуждающей силы двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями представляет собой сумму $F_{сум2} = F_1 + F_2$. Амплитудные значения F_1 и F_2 приняты соответственно 0,67 и 0,33. Период колебаний для выполнения расчётов и построения графика разбит на 20 интервалов величиной $\Delta t = 0,006$ с. Результаты расчёта сведены в таблице 2.

Табл. 2. Расчёт параметров двухступенчатого вибрационного устройства

Порядковый номер точки расчёта	Время отсчёта в пределах периода	Вынуждающая сила первой ступени, кН	Вынуждающая сила второй ступени, кН	Суммарная вынуждающая сила, кН
№	Δt , с	F_1	F_2	$F_{сум}$
0	0,000	0,67	0,33	1,00
1	0,006	0,63	0,27	0,90
2	0,012	0,54	0,10	0,64
3	0,018	0,39	-0,10	0,29
4	0,024	0,21	-0,27	-0,06
5	0,030	0,00	-0,33	-0,33
6	0,036	-0,21	-0,27	-0,47
7	0,042	-0,39	-0,10	-0,49
8	0,048	-0,54	0,10	-0,43
9	0,054	-0,63	0,27	-0,36
10	0,060	-0,67	0,33	-0,33
11	0,066	-0,63	0,27	-0,36
12	0,072	-0,54	0,10	-0,43
13	0,078	-0,39	-0,10	-0,49
14	0,084	-0,21	-0,27	-0,47
15	0,090	0,00	-0,33	-0,33
16	0,096	0,21	-0,27	-0,06
17	0,102	0,39	-0,10	0,29
18	0,108	0,54	0,10	0,64
19	0,114	0,63	0,27	0,90
20	0,120	0,67	0,33	1,00
	$F_+ = F_{np}$	0,67	0,33	1,00
	$ F_- = F_{xx} $	-0,67	-0,33	-0,49
	k_{ac2}			2,021

Графическое отображение результатов расчёта по данным из таблицы 2 представлено на рисунке 2.

Из результатов расчёта и сопоставления графиков на рисунках 1 и 2, имеем для двухступенчатого вибрационного устройства (табл. 2) коэффициент асимметрии суммарной вынуждающей силы $k_{ac2} = 2,021$, а время действия вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы составляет: $t_{np2} = 0,046$ с.

Увеличивая поочерёдно число ступеней в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями последовательно: $i = 2, 3, 4, 5, 6, 10$, выполняем аналогичные вычисления и расчёт численных значений соответствующих составляющих сил F_i , входящих в суммарную, $F_{сум}$ (табл. 3). Величина силы F_i для каждого принятого числа ступеней определена для $F_{сум} = 1,0$.

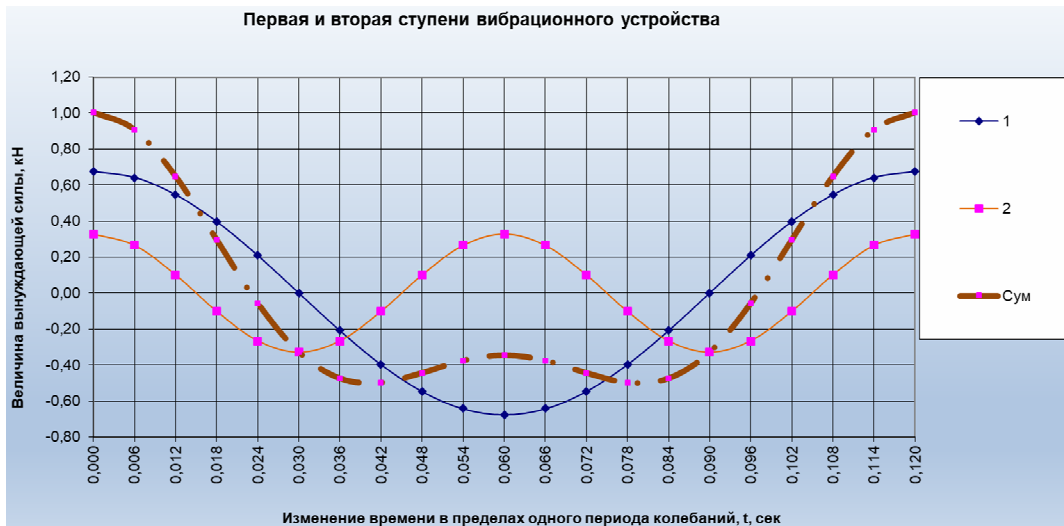


Рис. 2. График изменения величины суммарной вынуждающей силы (Сум) и её составляющих (1 и 2 ступени) в пределах одного периода колебаний при 2-х ступенчатом вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями, $n_1 = 500$ об/мин, $n_2 = 1000$ об/мин

Табл. 3. Значения сил F_i составляющих суммарную вынуждающую силу $F_{сум} = 1,0$ в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями и числом последовательно встроенных ступеней соответственно $i = 2, 3, 4, 5, 6, 10$

Число ступеней	Составляющие силы, кН.										$F_{сум}$
	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6	F_7	F_8	F_9	F_{10}	
$i=2$	0,667	0,333	-	-	-	-					1,0
$i=3$	0,5	0,333	0,167	-	-	-					1,0
$i=4$	0,4	0,3	0,2	0,1	-	-					1,0
$i=5$	0,333	0,267	0,2	0,133	0,067	-					1,0
$i=6$	0,286	0,238	0,19	0,143	0,095	0,048					1,0
$i=10$	0,182	0,164	0,145	0,127	0,109	0,091	0,073	0,055	0,036	0,018	1,0

Для наглядности приводим графики изменения величины суммарной вынуждающей силы для вибрационного устройства с асимметричными колебаниями из 6-ти и 10-ти ступеней (рис. 4 и 5) соответственно.

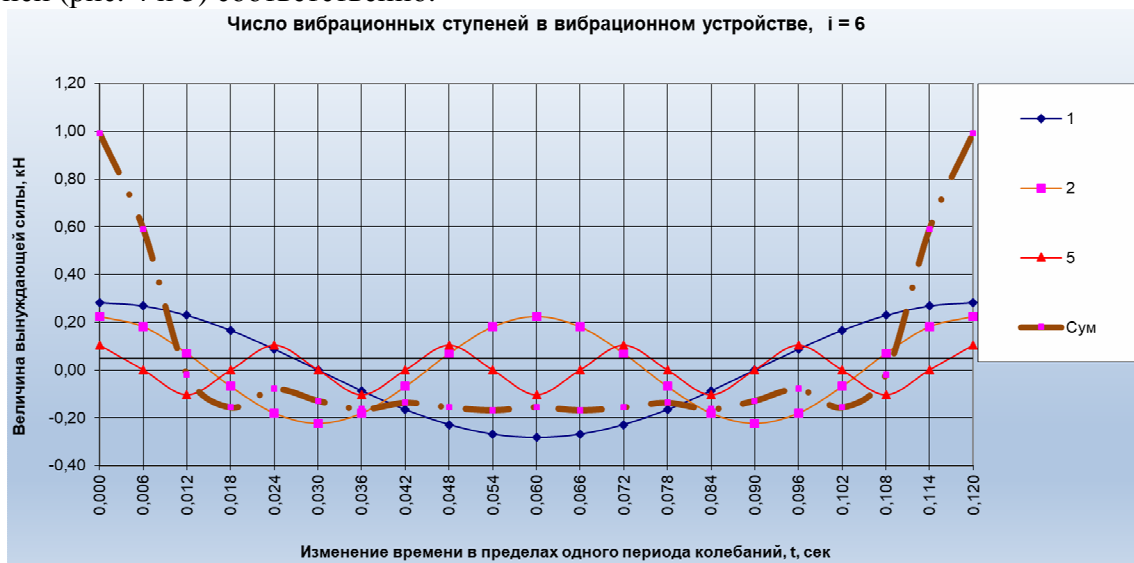


Рис. 3. График изменения величины суммарной вынуждающей силы (Сум) в пределах одного периода колебаний для 6-ти ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями: 1, 2, 5 – соответственно, графики вынуждающих сил первой, второй и пятой ступени; графики вынуждающих сил остальных ступеней не приводятся, для облегчения восприятия

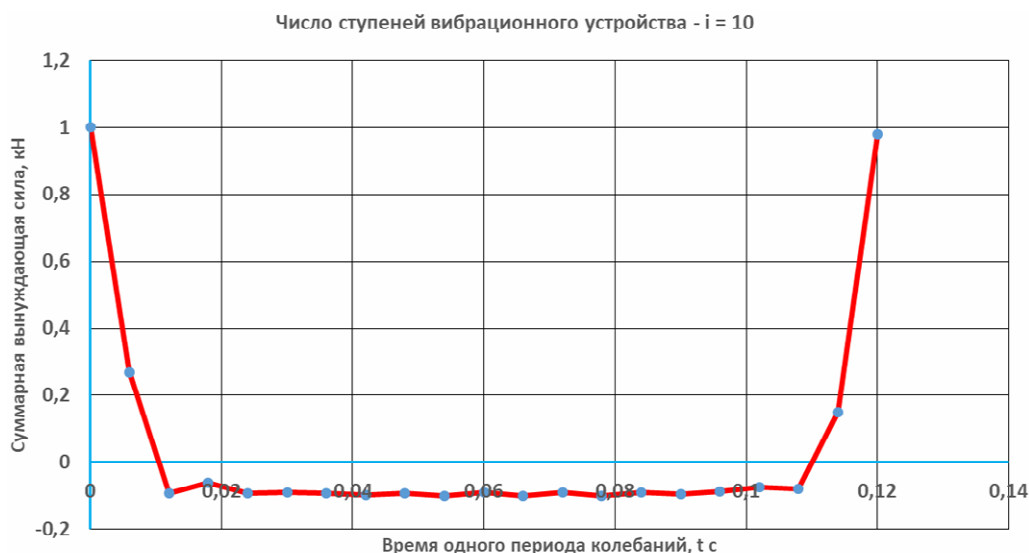


Рис. 4. График изменения величины суммарной вынуждающей силы (Σ) в пределах одного периода колебаний для 10-ти ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями

Из результатов расчёта вибрационных устройств с числом ступеней $i = 1, 2, \dots, 6, 10$, выбираем время действия импульса силы в пределах одного периода колебаний в направлении выполнения полезной работы: $t_{np1}, t_{np2}, t_{np3}, t_{np4}, t_{np5}, t_{np6}, t_{np10}$, и соответствующие им численные значения: 0,06; 0,044; 0,038; 0,035; 0,033; 0,032; 0,03; 0,022. По полученным результатам построен график данной зависимости (рис. 5).

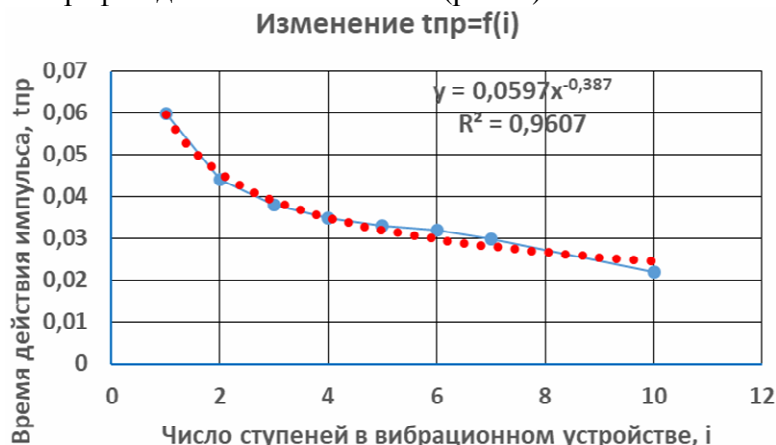


Рис. 5. Изменение времени действия суммарной вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы (t_{np}) в зависимости от числа ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями

С достаточной для проектных работ точности расчётов, зависимость времени изменения импульса суммарной вынуждающей силы действующей в направлении выполнения полезной работы в пределах периода колебаний, может быть представлена уравнением:

$$t_{np.n} = 0,06 \cdot i^{-0,387}, \quad (8)$$

где $t_{np.n}$ – время действия импульса величины суммарной вынуждающей силы вибрационного устройства с асимметричными колебаниями в направлении выполнения полезной работы в пределах периода колебаний, с; i – число вибрационных ступеней с направленными колебаниями в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями, шт.

Обсуждение. Применение вибрационных устройств с асимметричными колебаниями для генерирования вынужденных колебаний рабочего оборудования строительных и дорожных машин позволяет существенно снижать величину составляющей, действующей в направлении выполнения холостого хода, а значит, и существенно снизить нагрузки на конструктивные элементы машины. Приведенные методы определения величины суммарной

вынуждающей силы с учётом числа ступеней в вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями позволяет уже на стадии проектирования получать наибольшее значение коэффициента асимметрии вынужденных колебаний. Результаты расчёта времени действия силового импульса в направлении выполнения полезной работы, описанные уравнением (8) для выбранных условий, позволяют выполнить расчёт массы и скорости вращения дебалансов для конкретных условий работы вибрационной машины с асимметричными колебаниями.

Вывод. В практике применения вибрационных устройств с направленными колебаниями следует ожидать повышения интереса производителей вибрационных машин к вибрационным устройствам с асимметричной вынуждающей силой. Величина асимметрии, коэффициент динамичности системы, увеличивается пропорционально числу ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. С ростом числа ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями сокращается время действия вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы. Использование данной закономерности может позволить существенно снизить затраты энергии на целый ряд вибрационных процессов, например, на погружение конструкций в грунт.

Финансирование

Работа выполнена в рамках реализации федеральной программы поддержки университетов «Приоритет 2030» с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова и плана НИР автора.

Список литературы

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник / Под ред. В.А. Баумана. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
2. Вибрация в технике. Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – 509 с.
3. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб.: Изд. дом «Руда и металлы», 2013. – 640 с.
4. Вайсберг Л.А. Проблемы динамики, прочности и теории рабочего процесса вибрационных грохотов для переработки минерального сырья: Дисс. ... докт. техн. наук. – СПб.: Институт МЕХАНОБР, 1999. – 246 с.
5. А.с. № 97693 СССР. Вибратор / Е.Х. Ставраков, Б.П. Татарников. – Заявка №447294 от 16.12.1953; опубл. 1954.
6. Hanns W. Tappeiner, Roberta L. Klatzky, Bert Unger, Ralph Hollis. Good Vibrations: Asymmetric Vibrations for Directional Haptic Cues. World Haptics 2009 (Third Joint Euro Haptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems). – Salt Lake City, (Utah, US) March 18-20, 2009.
7. Стрелков В.П. Введение в теорию колебаний: Учебник. – СПб.: Лань, 2005. – 440 с.
8. Кустарев Г.В. Повышение эффективности уплотняющих машин для скоростного строительства асфальтобетонных покрытий. – М.: МАДИ(ГТУ), 2008. – 282 с.
9. Патент №2113919 РФ. Способ реализации центробежным вибровозбудителем асимметричного вибрационного движения колебательной механической системы / Н.Б. Заглубщиков. – Заявка №95109472/28 от 06.06.1995; опубл. 27.06.1998.
10. Румянцев С.А., Астанков К.Ю. Повышение эффективности преодоления лобового сопротивления связных грунтов при вибропогружении свай // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2012. – № 4(16). – С. 82-90.
11. Patent 7804211 US. Vibration Generator / A. Kleibl, Ch. Heichel. Assignee: ABI. Anlagentechnik – Baumaschinen – Industriebedarf Maschinenfabrik und Virtreibsgesellschaft Mbh, Niedernberg (DE). – Prior Publication Data US2009/0243410A1, 1.10.2009.
12. Патент №2350806 РФ. Зубчатый инъекционный самобалансный механизм / В.Н. Ермоленко. – Заявка №2007140665/11 от 01.11.2007; опубл. 27.03.2009, Бюл. №9.
13. Патент №2528715 РФ. Способ направленного инерционного вибро-возбуждения и дебалансный вибровозбудитель направленного действия для его осуществления / М.Д. Герасимов. – Заявка №2013114775/03 от 02.04.2013; опубл. 20.09.2014, Бюл. №26.
14. Патент №2740282 РФ. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах / М.Д. Герасимов. – Заявка №2020121504 от 05.08.2020; опубл. 12.01.2021, Бюл. №2.
15. Герасимов М.Д., Воробьев Н.Д., Иванов В.И. Оптимизация параметров двухступенчатого вибрационного механизма с асимметричными колебаниями по коэффициенту динамичности // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2019. – №10. – С. 149-153. – DOI: 10.3403/article_5db3fdb0e8c532.458557437.

16. Герасимов М.Д. Коэффициент динамичности двухчастотного вибрационного устройства с асимметричными колебаниями // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация: Материалы международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018. – №1. – С. 131-135.

References

1. Vibration machines in the construction and production of building materials. Directory / Ed. V.A. Bauman. – М.: Mechanical engineering, 1970. – 548p.
2. Vibration equipment: Handbook. In 6 vol. / Ed. V.N. Chelomei. – М.: Mechanical engineering, 1981. – Т. 4. Vibration processes / Ed. E.E. Lavendela. – 509 p.
3. Blekhman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. – SPb.: Publ. house "Ruda and Metals", 2013. – 640 p.
4. Vaisberg L.A. Problems of dynamics, strength and theory of the workflow of vibrational roar for processing mineral raw materials: diss. ... doct. tech. sc. – SPb.: Institute MEKHANOBR, 1999. – 246 p.
5. А. с. No. 97693 SU. Vibrator / E.Kh. Stavrov, B.P. Tatarnikov. – Appl. No.447294 from 16.12.1953; publ. 1954.
6. Hanns W. Tappeiner, Roberta L. Klatzky, Bert Unger, Ralph Hollis. Good Vibrations: Asymmetric Vibrations for Directional Haptic Cues. World Haptics 2009 (Third Joint Euro Haptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems). – Salt Lake City, (Utah, US) March 18-20, 2009.
7. Strelkov V.P. Introduction to the theory of oscillations: Textbook. – SPb.: Lan. 2005. – 440 p.
8. Kustarev G.V. Penetration of the effectiveness of sealing machines for the high -speed construction of asphalt concrete coatings. – М.: MADI (GTU), 2008. – 282 p.
9. Patent No. 2113919. A method for implementing an asymmetric vibration motion of an oscillatory mechanical system by a centrifugal vibration exciter / N.B. Zatrubshikov. – Appl. No. 95109472/28 from 06.06.1995; publ. 27.06.1998.
10. Rumyantsev S.A., Astankov K.Yu. Improving the efficiency of overcoming the drag of cohesive soils during vibration loading of piles // Bulletin of the Ural State University of Railway Transport. 2012, no. 4(16), pp. 82-90.
11. Patent 7804211 US. Vibration Generator / A. Kleibl, Ch. Heichel. Assignee: ABI. Anlagentechnik – Baumaschinen – Industriebedarf Maschinenfabrik und Virtreibsgesellschaft Mbh, Niedernberg (DE). – Prior Publication Data US2009/0243410A1, 1.10.2009.
12. Patent No. 2350806 RU. Gear injection self-balancing mechanism / V.N. Ermolenko. – Appl. 2007140665/11 from 01.11.2007; publ. 27.03.2009, Bul. No. 9.
13. Patent No. 2528715 RU. Method of directional inertial vibration excitation and a non-balanced directional vibration exciter for its implementation / M.D Gerasimov. – Appl. No. 2013114775/03 from 02.04.2013; publ.20.09.2014, Bul. No. 26.
14. Patent No. 2740282 RU. The form of obtaining directed mechanical vibrations for practical use in technological processes / M.D. Gerasimov. – Appl. No. 2020121504 from 05.08.2020; publ.12.01.2021, Bull. No. 2.
15. Gerasimov M.D., Vorobiev N.D., Ivanov V.I. Optimization of the parameters of a two-stage vibration mechanism with asymmetric oscillations according to the dynamic coefficient // Bulletin of V.G. Shukhov BSTU. 2019, no. 10, pp. 149-153. DOI: 10.3403/article_5db3fdb0e8c532.458557437
16. Gerasimov M.D. Coefficient of dynamism of a two-frequency vibrating device with asymmetric oscillations // Machines, units and processes. Design, creation and modernization: Proceedings of the international scientific and practical conference. – SPb.: SPbB SRC MS, 2018. – No. 1. – P. 131-135.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Герасимов Михаил Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент	Gerasimov Mikhail Dmitrievich – candidate of technical sciences, associate professor
mail_mihail@mail.ru	

Получена 08.05.2023