

Экспериментально-теоретическое определение параметров двухмассовой колебательной системы

Г.Г. Закирзаков, А.Г. Закирзаков

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тюменский индустриальный университет»

Аннотация: При проектировании вибрационных машин и расчёте их динамических моделей встречаются большие трудности. Наличие контактов рабочего органа со средой значительно усложняет определение динамических и кинематических параметров колебательной системы. Это объясняется тем, что различные слои вибрируемой среды имеют различные амплитуды колебаний, поэтому приходится вводить понятие «присоединение массы», которая как бы жёстко присоединена к рабочему органу и колеблется с его амплитудой. Затруднено определение коэффициентов упругого и диссипативного сопротивления элементов колебательной системы. Авторами предлагается экспериментально-теоретический метод определения всех параметров колебательной двухмассовой системы двумя степенями свободы, который без особого труда можно распространить и на более сложные линейные динамические системы.

Ключевые слова: вибрационные машины, колебательная система, строительно-дорожные машины, свободные колебания, фазочастотная характеристика.

В настоящее время довольно трудно назвать область строительства и производства строительных материалов, где бы не применялись вибрационные машины. Это глубинные вибраторы и виброплощадки, вибрационные машины для уплотнения грунтов и вибропогружатели, машины, с помощью вибрации сортирующие строительные материалы, и вибромельницы, а также ряд машин специального назначения.

Во всех машинах рабочий орган контактирует с обрабатываемой средой, находясь внутри неё или на её поверхности. В некоторых случаях, например, при формировании бетонных изделий, смесь может находиться на вибрирующей поверхности.

Попытка определения этих параметров уже предпринималась ранее. Так, например, в [1] описывается метод их определения для одномассовой системы. Однако там рассматривалось только одномассовая колебательная система, которая имеет менее широкое применение при расчёте вибрационных строительных и дорожных машин. Определение параметров

предлагалось производить по трем точкам амплитудно-частотной характеристики, что предопределяет большее усреднение при их вычислении за счёт более широкого диапазона частот [2-3].

Ниже предлагается экспериментально-теоретический метод определения всех параметров колебательной двухмассовой системы двумя степенями свободы, который без особого труда можно распространить и на более сложные линейные динамические системы.

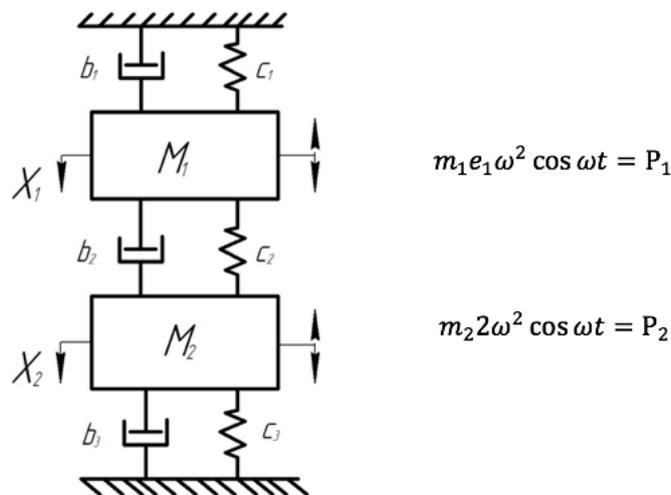


Рис. 1. – Динамическая модель системы

Надо заметить, что фактически любую строительно-дорожную вибрационную технику можно рассматривать как двухмассовую колебательную систему с 2-мя степенями свободы (рис. 1). Где M_i – колеблющиеся массы; c_i – коэффициенты упругого сопротивления; b_i – коэффициенты вязкого трения [4-5]. Результаты анализа динамических моделей различных машин [6-7] представлены в таблице 1 (где «+» - наличие данного элемента модели, «-» его отсутствие).

Тип вибромашины	M_1	M_2	c_1	c_2	c_3	b_1	b_2	b_3	P_1	P_2
Бетоноотделочные машины	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
Вибрационные грохоты	+	+	-	+	+	-	+	+	+	-
Вибромельницы	+	+	-	+	+	-	+	+	+	-
Вибрационные землеройные машины	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
Виброплощадки и формовочные машины	+	+	-	+	+	-	+	+	+	-
Вибропогрузатели с поддресоренной пригрузкой	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
Глубинные вибраторы	+	+	+	-	+	+	-	+	+	+
Малые поверхностные машины	+	+	+	-	+	+	-	+	-	+
Поверхностные виброплиты	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
Прицепные виброкатки	+	+	-	+	+	-	+	+	-	+
Самоходные виброкатки	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+

Согласно [8-10], зависимость, описывающая подобную систему выглядит, как:

$$M_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + b_2(x_1 - x_2) + c_1 x_1 + c_2(x_1 - x_2) = m_1 e_1 \omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + b_3 \dot{x}_2 + b_2(x_2 - x_1) + c_3 x_2 + c_2(x_2 - x_1) = m_2 e_2 \omega^2 \cos \omega t \quad (2)$$

где m_i — массы дебалансных частей вибровозбудителей, кг;

e_i — эксцентриситет неуравновешенных масс вибровозбудителя, м

ω — угловая частота вынужденных колебаний, 1/с;

t — время, с.

Общим решением этой системы является сумма общего решения системы однородных уравнений и частного решения системы. В общее решение будет входить слагаемое, соответствующее свободным колебаниям с собственной частотой системы, и слагаемое, описывающее чисто вынужденные колебания масс системы с частотой вынуждающей силы.

В случае глубинного вибратора формула $P_1 = P_2$, $b_2 = 0$, $c_2 = 0$, и система распадается на две независимые одномассовые колебательные системы.

Уравнение движения системы можно рассмотреть, как:

$$x_1 = a_1 \cos \varphi_1 \cos \omega t + a_1 \sin \varphi_1 \sin \omega t \quad (3)$$

$$x_2 = a_2 \cos \varphi_2 \cos \omega t + a_2 \sin \varphi_2 \sin \omega t \quad (4)$$

где a_1 – амплитуды колебаний масс, м;

φ_1 – углы сдвига фаз перемещений относительно вынуждающей силы, рад.

Отсюда из (1) и (2) имеем:

$$-B_1 \omega_1^2 M_1 - A_1 \omega_1 b_1 + B_1 c_1 + (A_2 - A_1) \omega_1 b_2 + (B_1 - B_2) c_2 = 0$$

$$-A_1 \omega_1^2 M_1 + B_1 \omega_1 b_1 + A_1 c_1 + (B_1 - B_2) \omega_1 b_2 + (A_1 - A_2) c_2 = m_1 e_1 \omega_1^2$$

$$-B_3 \omega_2^2 M_1 - A_3 \omega_2 b_1 + B_3 c_1 + (A_4 - A_3) \omega_2 b_2 + (B_3 - B_4) c_2 = 0$$

$$-A_3 \omega_2^2 M_1 + B_3 \omega_2 b_1 + A_3 c_1 + (B_3 - B_4) \omega_2 b_2 + (A_3 - A_4) c_2 = m_1 e_1 \omega_2^2$$

$$(A_1 - A_2) \omega_1 b_2 + (B_2 - B_1) c_2 - B_2 \omega_1^2 M_2 - A_2 \omega_1 b_3 + B_2 c_3 = 0$$

$$(B_2 - B_1) \omega_1 b_2 + (A_2 - A_1) c_2 - A_2 \omega_1^2 M_2 + B_2 \omega_1 b_3 + A_2 c_3 = m_2 e_2 \omega_1^2$$

$$(A_3 - A_4) \omega_2 b_2 + (B_4 - B_3) c_2 - B_4 \omega_2^2 M_2 - A_4 \omega_2 b_3 + B_4 c_3 = 0$$

$$(B_4 - B_3) \omega_2 b_2 + (A_4 - A_3) c_2 - A_4 \omega_2^2 M_2 + B_4 \omega_2 b_3 + A_4 c_3 = m_2 e_2 \omega_2^2,$$

где $A_1 = a_{1,1} \cos \varphi_{1,1}$; $B_1 = a_{1,1} \sin \varphi_{1,1}$;

$A_2 = a_{2,1} \cos \varphi_{2,1}$; $B_2 = a_{2,1} \sin \varphi_{2,1}$;

$A_3 = a_{1,2} \cos \varphi_{1,2}$; $B_3 = a_{1,2} \sin \varphi_{1,2}$;

$A_4 = a_{2,2} \cos \varphi_{2,2}$; $B_4 = a_{2,2} \sin \varphi_{2,2}$;

где $a_{i,k}$ – амплитуда i -й массы на k -й угловой частоте колебаний;

$\varphi_{i,k}$ – угол сдвига фазы перемещений i -й массы на k -й частоте колебаний.

Для вычисления исходных данных системы уравнений необходимо иметь осциллограмму записи колебаний на двух частотах. Пример такой осциллограммы приводится на рис. 2. Кривая 1 представляет закон изменения вынуждающей силы, изменяющейся по закону $m_i e_i \cos \omega_k t$. Кривые 2 и 3 представляют закон изменения амплитуд колебаний масс системы. При обработке осциллограмм легко определяются углы сдвига фаз φ_1 и φ_2 , амплитуды колебаний a_1 и a_2 .

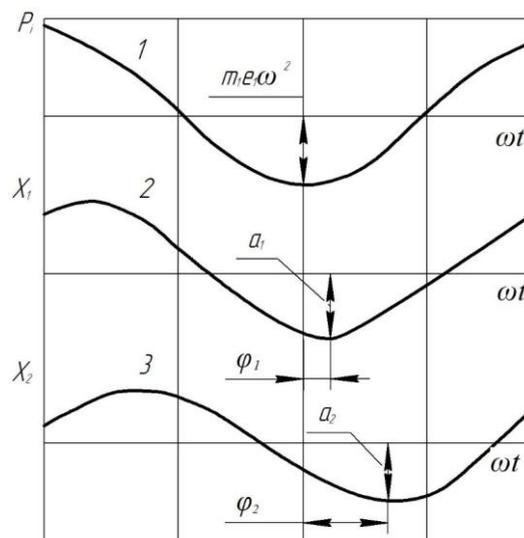


Рис. 1. Пример осциллограммы при вынуждающей силе, приложенной к первой массе

Серия аналогичных опытов позволяет построить амплитудно-частотную (АХЧ) и фазочастотную (ФХЧ) характеристику колебательной системы. Пример такой характеристики приводится на рис. 3.

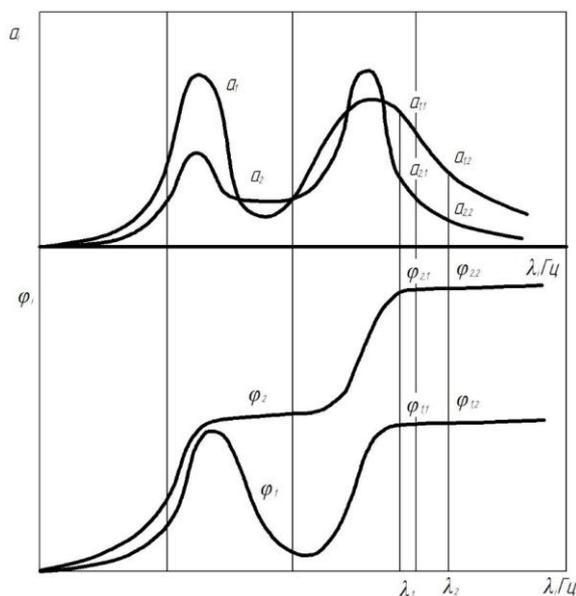


Рис. 2. Амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики системы

По двум соседним частотам колебаний ω_1 и ω_2 определяются по АХЧ и ФХЧ численные значения $a_{i,k}$ и $\varphi_{i,k}$, рассчитываются величины A_i, B_i и подставляются в систему алгебраических уравнений (5). Решение системы уравнений (5) позволяет определить все усредненные значения динамических параметров колебательной системы в интервале частот $\omega_1 - \omega_2$. Применение ЭВМ существенно облегчает довольно громоздкий вычислительный процесс.

Повторные расчёты на всех интервалах измерения диапазона исследуемых частот позволяет найти закон изменения динамических параметров, определить их средние значения и при необходимости рассчитать усредненные АХЧ и ФХЧ колебательной системы. Сравнение



исходных АХЧ и ФХЧ, рассчитанных по усредненным параметрам, позволит судить о соответствии принятой динамической модели.

Предлагаемая методика была проверена на динамической модели с заданными параметрами. Прямой и обратный расчёты дали полную сходимость исходных данных.

Литература

1. Дульянинов А. В., Капустин М. И. О колеблющейся массе вибрационных машин. // Повышение эффективности использования машин в строительстве. Л.: ЛИСИ, 1983, с. 10-14.

2. Конев В.В., Бородин Д.М., Половников Е.В., Мерданов Ш.М., Закирзаков Г.Г. Тепловая подготовка гидропривода мобильных машин с использованием системы автоматического управления // Инженерный вестник Дона. 2019, №6. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N6y2019/6058

3. Мерданов Ш.М., Закирзаков Г.Г., Конев В.В., Половников Е.В., Красиков А.А. Определение показателей эксплуатационных свойств современных строительно-дорожных машин // Фундаментальные исследования. 2016. № 12-2. С. 312-317.

4. Мерданов Ш.М., Пирогов С.П., Костырченко В.А., Мадьяров Т.М. Машина для растепления снежной массы // Инженерный вестник Дона. 2014, №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2014/2418

5. Медников Н.В., Медников М.В., Пономарев Ю.К., Паровой Ф.В., Волкова Т.В., Котов А.С., Давыдов Д.П. (СГАУ, г. Самара, РФ) Проектирование комбинированных средств виброзащиты на основе материала МР и тросов. URL: science-bsea.bgita.ru/2006/stroy_2006/mednikov_proektirovanie.htm.

6. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов // Справочник. - Машиностроение, 1970. - 548 с.

7. Левендел Э.Э. Вибрации в технике // Справочник. –М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. Вибрационные процессы и машины/ 1981. - 509 с.
8. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. // М.: Гос. Изд-во физ.-мат., 1960. – 580 с.
9. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Krayushkin A.S. Justification of chosen values of the weight coefficients of the compaction value for continuous compaction control systems for vibration rollers. Journal of Physics: Conference Series. 14. Сер. "XIV International Scientific and Technical Conference "Applied Mechanics and Systems Dynamics", AMSD 2020" 2021. p. 012031 (1-8).
10. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Furmanov D.V. Experimental research of vertical movements and accelerations of the drum vibrations of the DM-617 vibratory roller during soil compaction. Journal of Physics: Conference Series. IV International Scientific and Technical Conference "Mechanical Science and Technology Update", MSTU 2020. 2020. p. 012145.(1-9)

References

1. Dul'yaninov A. V., Kapustin M. I. O koleblyushchejsya masse vibracionnyh mashin. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya mashin v stroitel'stve. [About the oscillating mass of vibrating machines. In the book: Increasing the efficiency of using machines in construction] L.: LISI, 1983, p. 10-14.
 2. Konev V.V., Borodin D.M., Polovnikov E.V., Merdanov SH.M., Zakirzakov G.G. Inzhenernyj vestnik Dona. 2019, №6. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N6y2019/6058
 3. Merdanov S.M., Zakirzakov G.G., Konev V.V., Polovnikov E.V., Krasikov A.A. Fundamental'nye issledovaniya. 2016. № 12-2. p. 312-317.
 4. Merdanov SH.M., Pirogov S.P., Kostyrchenko V.A., Mad'yarov T.M. Inzhenernyj vestnik Dona. 2014. №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2014/2418
-

5. Mednikov N.V., Mednikov M.V., Ponomarev YU.K., Parovaj F.V., Volkova T.V., Kotov A.S., Davydov D.P. (SGAU, g. Samara, RF) Proektirovanie kombinirovannyh sredstv vibrozashchity na osnove materiala mr i trosov. [Design of combined means of vibration protection based on MR material and cables]. URL: science-bsea.bgita.ru/2006/stroy_2006/mednikov_proektirovanie.htm.

6. Bauman V.A. Vibracionnye mashiny v stroitel'stve i proizvodstve stroitel'nyh materialov [Vibrating machines in construction and building materials production] Spravochnik. Mashinostroenie, 1970. p. 548.

7. Levendel E.E. Vibracii v tekhnike [Vibrations in technology]. Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1981. T.4. Vibracionnye processy i mashiny 1981. p. 509.

8. Den-Gartog Dzh. P. Mekhanicheskie kolebaniya. [Mechanical vibrations] M.: Gos. Izd-vo fiz.-mat., 1960. p. 580.

9. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Krayushkin A.S. Journal of Physics: Conference Series. 14. Ser. "XIV International Scientific and Technical Conference "Applied Mechanics and Systems Dynamics", AMSD 2020" 2021. p. 012031 (1-8).

10. Tyuremnov I.S., Morev A.S., Furmanov D.V. Journal of Physics: Conference Series. IV International Scientific and Technical Conference "Mechanical Science and Technology Update", MSTU 2020. 2020. p. 012145. (1-9)