

УДК 621.01

Л.И. СЕРДЮК, С.С. ПЕСКОВОЙ

Полтавский национальный технический университет им. Ю. Кондратюка

О ВЛИЯНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ДИНАМИКУ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ

© Сердюк Л.И., Песковой С.С., 2006

Приводятся результаты экспериментальных исследований управляемой вибрационной машины с дебалансным вибровозбудителем при пуске, работе в уравновешенном состоянии и в установившемся колебательном режиме.

Показано влияние различных обрабатываемых сред одной массы на амплитуду, частоту и потребляемую мощность.

We can decide all problems mentioned above with creating of controllable vibroexciters.

They started and stopped with counterbalance rotated units. It sharply reduces necessary power of drive engine, eliminate all negative phenomena, that interlinks with intermediates resonances.

The results of controllable vibromachines on starting and established mode as well as influence on different processing elements on vibromachine dynamics are given in research.

Вибрационные технологические машины с дебалансными вибровозбудителями, как правило, работают в зарезонансном режиме, что обусловлено требованиями виброизоляции рабочих мест операторов. Пуск и остановка вибровозбудителей сопровождаются переходом через промежуточные резонансы. При пуске таких вибровозбудителей возможно “зависание” приводного двигателя на частоте резонанса, его работа в трансформаторном режиме и быстрый выход из строя (известный эффект Зоммерфельда). При останове двигателя переход вибровозбудителя через резонанс приводит к резкому возрастанию амплитуды колебаний рабочего органа машины (в 10 и более раз по сравнению с установившимся режимом), что приводит к недопустимым деформациям упругих подвесок и конструктивных элементов машины и их поломке. Резкий срыв амплитуды при останове вызывает ударные действия на подшипники дебалансного вала, их существенный износ и сокращение сроков эксплуатации.

Избежать переходов через резонанс возможно только в одном случае, если пуск и останов вибровозбудителя производить в уравновешенном состоянии дебалансного вала вместе с дебалансами. Реализуя эту задачу, были созданы управляемые дебалансные вибромашины [1]. Принципиальная схема управляемого вибровозбудителя представлена на рис. 1.

На дебалансном валу 1 установлен один неподвижный относительно вала дебаланс 2 и два подвижных дебаланса 3, которые связаны с валом с помощью шаровых шпонок и винтовых канавок 4 на валу. Они могут перемещаться вдоль вала и поворачиваться относительно неподвижного дебаланса. Статический момент массы подвижного дебаланса равен половине статического момента неподвижного. При пуске и останове вибровозбудителя суммарный статический момент дебалансов равен нулю. Подвижные дебалансы занимают позицию 3' диаметрально противоположно неподвижному дебалансу 2. После пуска и выхода в режим с помощью механизма управления подвижные дебалансы перемещаются вдоль вала и поворачиваются относительно неподвижного. Суммарный статический момент возрастает от нуля до заданного значения, амплитуда колебаний изменяется от нуля до заданной величины. Заметим, что подвижные дебалансы могут поворачиваться относительно неподвижного в одном направлении или в противоположных. В первом случае генерируется вибрационное поле поступательной структуры, а во втором случае – винтовой структуры.

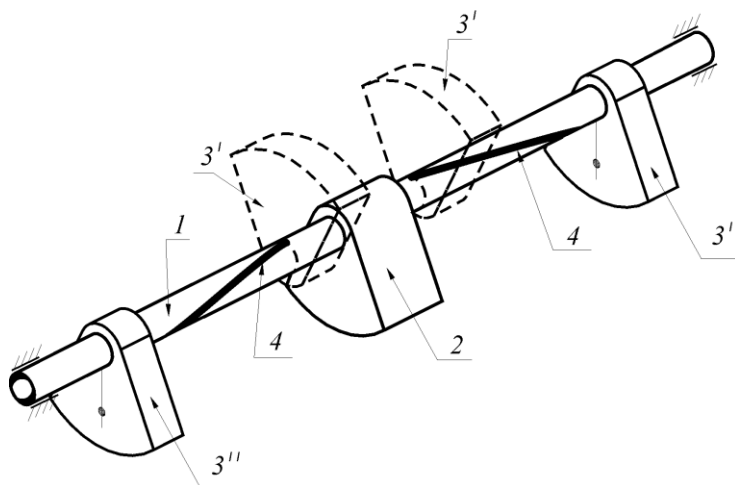


Рис. 1. Схема управляемого вибровозбудителя

Были разработаны разные конструкции управляемых вибровозбудителей, исследованы их динамические возможности, изготовлены в металле, созданы различные управляемые технологические вибрационные машины, проведены их экспериментальные исследования, позволившие выявить все основные особенности работы таких машин. Остановимся на результатах отдельных исследований.

В таблице приведены результаты экспериментальных исследований незагруженной вибрационной машины при пуске вибровозбудителя в уравновешенном состоянии, работе вибровозбудителя в уравновешенном состоянии и при работе машины с вибровозбудителем в крайнем неуравновешенном состоянии. В качестве приводного двигателя использовался трехфазный асинхронный двигатель мощностью 0,37 кВт, с числом оборотов холостого хода $n_{x.x.} = 2976$ об/мин. Упругая подвеска рабочего органа машины обеспечивала его собственную частоту $n_{рез} = 350$ кол/мин, что соответствует примерно 5,8 Гц.

Для экспериментов были изготовлены четыре вида дебалансов, максимальный статический момент которых равнялся:

$$S_1 = 8,681 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}; S_2 = 5,463 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}; S_3 = 2,248 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}; S_4 = 6,020 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Исследования проводились на четырех частотах, обеспечивающих близкое значение вынуждающей силы

$$\Phi = S \cdot \omega^2. \tag{1}$$

Получить одинаковые значения силы Φ практически невозможно, поскольку значения угловой скорости ω вращения дебалансного вала вибровозбудителя зависит от нескольких параметров, изменяющихся при изменении на ходу значения статического момента дебалансов.

Поскольку фазная мощность асинхронного электродвигателя пропорциональна (при прочих равных условиях) квадрату силы тока, а ток, в свою очередь, пропорционален величине фазного напряжения, имеется возможность менять в экспериментах мощность приводного двигателя в довольно широких пределах путем изменения напряжения на зажимах двигателя. В экспериментах напряжение принималось 220 В, 180 В, 150 В и 100 В, что соответствует мощности двигателя 370 Вт, 248 Вт, 172 Вт и 78 Вт.

Из таблицы видно, что с увеличением угловой скорости вращения дебалансов и уменьшением их статического момента потребляемая мощность при пуске в уравновешенном состоянии уменьшается. В то же время при работе в уравновешенном состоянии потребляемая мощность возрастает. Эта тенденция сохраняется и при работе машины в установившемся колебательном режиме.

Результаты экспериментов

№ п/п	Режим работы вибро-возбудителя	Статический момент дебалансов 5×10^{-2} кгм	Угловая скорость дебалансного вала, п об/мин	Сила тока I, амп	Фазное напр. U, вольт	Фазн. мощн. N, ватт	$\cos \varphi$	Время пуска, с	$\frac{\Phi_i}{\Phi_1}$	$\frac{n_g}{n_b}$	Мощн. двиг., Ватт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5	Пуск – а	0	0–795	2,65	150	388	0,97	4,3	–		172
	Вращ – б	0	795	0,38		38	0,67	–	–		
	Колеб – в	86,81	767	0,58		72	0,83	–	1,00	0,96	
6	Пуск – а	0	0–987	2,68		380	0,94	4,4	–		
	Вращ – б	0	987	0,41		44	0,72	–	–		
	Колеб – в	54,63	962	0,52		65	0,83	–	0,99	0,97	
7	Пуск – а	0	0–1450	2,37		345	0,97	4,2	–		
	Вращ – б	0	1450	0,45		53	0,78	–	–		
	Колеб – в	22,48	1386	0,58		76	0,87	–	0,85	0,96	
8	Пуск – а	0	0–2778	2,77		341	0,82	3,0	–		
	Вращ – б	0	2778	0,53		67	0,84	–	–		
	Колеб – в	6,02	2605	0,78		108	0,92	–	0,81	0,94	
13	Пуск – а	0	0–819	3,60	220	710	0,90	2,0	–		370
	Вращ – б	0	819	0,58		50	0,39	–	–		
	Колеб – в	86,81	802	0,68		90	0,60	–	1,00	0,98	
14	Пуск – а	0	0–1008	3,60		690	0,87	2,0	–		
	Вращ – б	0	1008	0,60		60	0,45	–	–		
	Колеб – в	54,63	992	0,68		93	0,62	–	0,97	0,98	
15	Пуск – а	0	0–1487	2,87		526	0,83	1,2	–		
	Вращ – б	0	1487	0,61		73	0,55	–	–		
	Колеб – в	22,48	1459	0,68		98	0,65	–	0,86	0,98	
16	Пуск – а	0	0–2865	2,64		487	0,82	1,4	–		
	Вращ – б	0	2865	0,66		88	0,61	–	–		
	Колеб – в	6,02	2727	0,77		128	0,75	–	0,81	0,95	

Последнее обстоятельство вступает в противоречие с существующими представлениями об энергетике колебаний. Согласно И.И. Быховскому [2], максимальное значение средней за период мощности при вибрациях определяется

$$N_{cp}^{\max} = \frac{\Phi^2 \omega}{4m (\omega^2 - \omega_0^2)}. \quad (2)$$

Принимая массу колеблющихся частей $m = \Phi/g$, получим зависимость, позволяющую определить тенденцию изменения N_{cp}^{\max} при изменении ω

$$N_{cp}^{\max} = \frac{\Phi \cdot g \cdot \omega}{4 (\omega^2 - \omega_0^2)}. \quad (3)$$

Легко видеть, что с увеличением ω величина N_{cp}^{\max} уменьшается. Для значений Φ , ω , ω_0 , соответствующим опытом 13-16 таблицы 1 величина максимума средней мощности по (3) составит: $N_{13} = 223,5 \text{ Вт}$, $N_{14} = 159,2 \text{ Вт}$, $N_{15} = 89,5 \text{ Вт}$, $N_{16} = 42,9 \text{ Вт}$. В это же время фактическое значение потребляемой мощности, вычисленное как утроенное значение фазной мощности, будет таким: $N_{13} = 270 \text{ Вт}$, $N_{14} = 279 \text{ Вт}$, $N_{15} = 294 \text{ Вт}$, $N_{16} = 384 \text{ Вт}$.

Как видим, ни абсолютные значения, ни тенденция изменения мощности, определяемой по (3), не соответствует действительному положению дел. Это необходимо иметь в виду, поскольку

указанные рекомендации по расчету мощности приводных двигателей вибромашин приведены в официальных документах.

В приведенных экспериментах обрабатываемая среда отсутствовала, и ее влияние на динамику вибровозбудителя не сказывалось. Специальные исследования влияния свойств обрабатываемой среды на мощность, потребляемую приводным двигателем, ранее не проводилось. Разные авторы, попутно исследуя потребляемую мощность, приходили к противоречивым выводам. Поэтому представляют интерес результаты, полученные на одной установке в одинаковых условиях с различными обрабатываемыми средами.

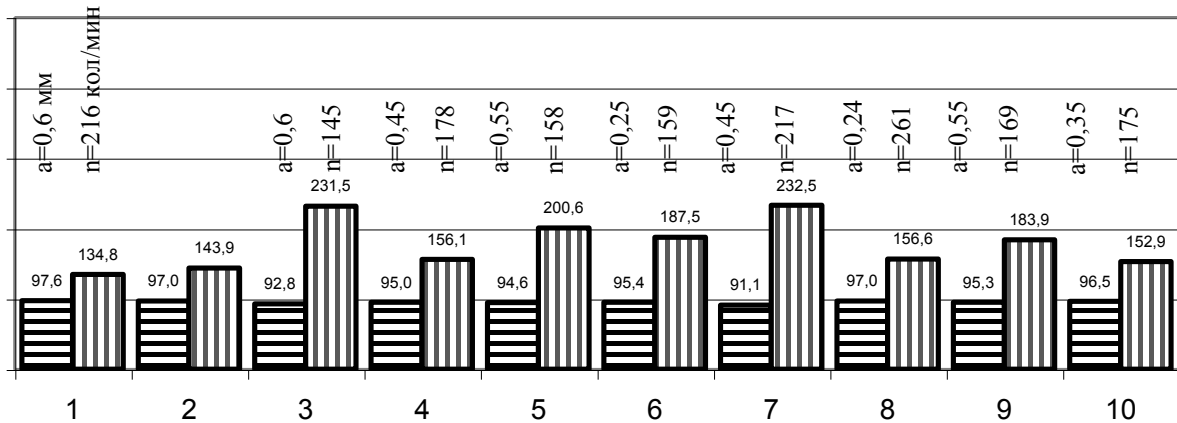
В качестве рабочих сред были выбраны: вода, сухой песок, сухой щебень, щебень с водой и кирпич. Масса среды во всех экспериментах составляла 100 кг, в случае щебня с водой масса щебня равнялась 82 кг, а масса воды – 18 кг. Контейнер, в котором обрабатывались различные среды, представлял собой прямоугольную в плане емкость 0,6×0,6 м и высотой 0,5 м. Исследования проводились при двух состояниях обрабатываемой среды. В первом случае верхняя поверхность среды была свободной, во втором – было ограничение в виде щита, препятствующего разрыхлению среды. Всякое внешнее давление на щит (пригруз) отсутствовало.

Использовались те же режимы работы вибровозбудителя, что и в опытах, приведенных в таблице. Пуск вибровозбудителя производился при уравновешенных дебалансах. После выхода приводного двигателя в режим с помощью механизма управления подвижными дебалансами их переводили в крайнее неуравновешенное состояние. Амплитуда колебаний изменялась от нуля до заданного значения. При этом измерялись напряжение, сила тока и мощность, потребляемые приводным двигателем, а также угловая скорость вращения дебалансного вала.

Некоторые результаты этих экспериментов приведены на рис. 2. За 100 % принимали значение мощности при вращении дебалансного вала в уравновешенном состоянии и значение угловой скорости вращения дебалансного вала. На диаграммах приведены в процентах значения угловой скорости и потребляемой мощности при работе вибрационной установки в установившемся колебательном режиме при двух значениях частот колебаний (2850 кол/мин и 800 кол/мин) и двух значениях статического момента дебалансов ($6,02 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}$ и $86,81 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}$).

Из приведенных диаграмм видно, что различные среды по-разному влияют на динамику вибрационной машины. Одна и та же масса обрабатываемой среды оказывает разное влияние на потребляемую мощность приводного двигателя, на падение частоты колебаний, на величину амплитуды колебаний рабочего органа и даже на величину собственной частоты колебаний. Заметим, что при почти одинаковой вынуждающей силе, но сформированной по (1) разными значениями статических моментов массы дебалансов S и частотой ω , результаты экспериментов оказываются существенно различными. Особенно отчетливо это видно на потребляемой мощности и амплитуде колебаний. Так, при частоте $n = 2850$ кол/мин и $S = 6,02 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}$ наибольшее потребление мощности приводным двигателем наблюдается при обработке песка, щебня и щебня с водой в незакрепленном состоянии (231,9; 200,6 и 232,5 %). При этом падение частоты колебаний составляло 7,2; 5,4 и 8,9 % соответственно. При частоте 800 кол/мин и статическом моменте дебалансов $S = 86,81 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}$ наибольшее потребление мощности, как и прежде для песка и щебня, а также для кирпичей в незакрепленном состоянии (401,6; 470,8 и 400,7 %), а падение частоты составляет 8,9; 12,9 и 8,2 % соответственно. Закрепление обрабатываемой среды в виде ограничения ее свободной поверхности щитом без пригруза приводит к снижению потребляемой мощности и уменьшению падения частоты колебаний. Это более выражено при частоте 800 кол/мин, что объясняется значительно большей (почти на порядок) амплитудой колебаний по сравнению с частотой 2850 кол/мин.

$$S = 6,02 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}; \omega_0 = 2850 \text{ кол/мин}$$



$$S = 86,81 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}; \omega_0 = 800 \text{ кол/мин}$$

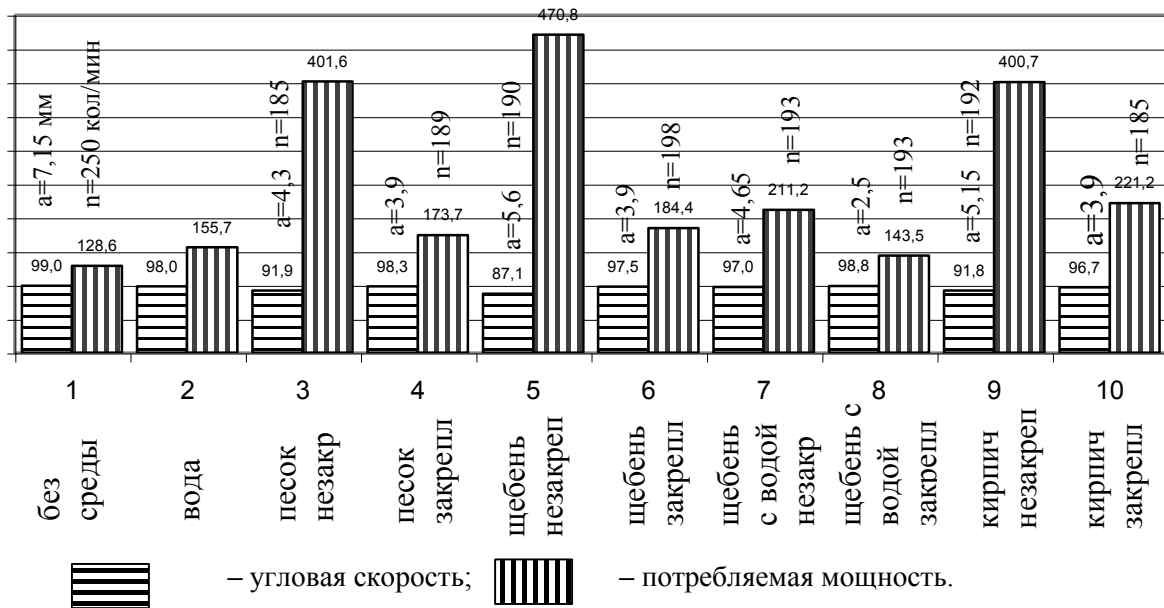


Рис. 2. Влияние обрабатываемой среды на динамику машины

Из сказанного можно сделать вывод об очень сложном характере влияния свойств обрабатываемых сред и технологических параметров на динамику вибрационной машины, что вызывает необходимость более детально изучить рассматриваемую проблему и получить теоретические рекомендации для расчета и конструирования технологических вибрационных машин.

1. Сердюк, Л.И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: Дис. ...д-ра техн. наук. – Харьков, 1991. – 300 с. 2. Вибрации в технике.: Справочник. Т. 4 / Под общ. ред. В.Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1978. – 320 с.