

УДК 534

## О КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ОЦЕНКАХ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОМАШИН

© Владимир Константинович Асташев<sup>(1)</sup>, Виталий Львович Крупенин<sup>(1,2)</sup>

<sup>(1)</sup>ИМАШ РАН, Россия, Москва

<sup>(2)</sup>Московский Политехнический Университет

[krupeninster@gmail.com](mailto:krupeninster@gmail.com)

**Аннотация.** Организация современных вибрационных и, в частности, ультразвуковых машин и устройств должно базироваться на принципе резонансности: колебательная система, определяющая технологический процесс, должна быть настроена в резонанс, поскольку именно резонансные вибрационные процессы при минимальном потреблении внешней энергии дают возможность организовать максимально эффективное воздействие на обрабатываемую среду. В работе обсуждаются и сравниваются два понятия: коэффициент полезного действия – «КПД» и «Эффективность». Обсуждаются возможности резонансной настройки машин и устройств, вводится количественная характеристика эффективности и на примере ультразвуковой технологической машины показывается, что при реализации режима с максимальной эффективностью реализуется предельный КПД равный 50%. Проводится обсуждение этого на первый взгляд парадоксального результата, а также некоторых терминологических особенностей.

**Ключевые слова:** вибрационная машина, ультразвуковая машина, эффективность, резонансная настройка, холостой ход.

## ABOUT QUANTITATIVE ESTIMATIONS OF EFFECTIVENESS OF VIBROMASHINS

© Vladimir K. Astashev<sup>(1)</sup>, Vitaly L. Krupenin<sup>(1,2)</sup>

<sup>(1)</sup>IMASH RAN, Moscow, Russia

<sup>(2)</sup>Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

[krupeninster@gmail.com](mailto:krupeninster@gmail.com)

**Abstract.** The design of vibrating machines and ultrasonic devices should be based on the principle of resonance: the oscillating system that determines the technological process must have a resonance tuning. This is because resonant vibrational processes make it possible to organize the most effective impact on the process medium, expending minimal energy resources. The article discusses and compares two concepts: the coefficient of efficiency is classical and practical. A quantitative evaluation of efficiency is proposed and it is shown that when the regime is implemented with maximum practical efficiency for an ultrasonic device, the limiting classical efficiency equal to 50% is realized. There is a discussion of this result. And also the emerging terminological features are discussed.

**Keywords:** vibration machine, ultrasonic machine, efficiency, resonant tuning, idling.

## Введение

Универсальные методы анализа и расчета современных вибрационных машин исходят из моделей, представляющих машину как совокупность привода и исполнительных органов, взаимодействующих с обрабатываемой средой (деталью, заготовками и т.д.).

Зададимся вопросом о том, какие машины следует считать эффективными. Рассмотрим вопрос качественно. Для большого числа вибрационных и виброударных машин наибольшая эффективность, очевидно, связана с обеспечением наибольшей амплитуды вибрации рабочего органа и (или) получением максимальной ударной силы. Способов добиться этого может быть несколько. Если оснастить машины сверхмощными приводами — указанные величины могут стать сколь угодно большими. Однако реализующие этот способ устройства будут громоздкими, а также, очевидно, материалоемкими и энергоемкими.

Отсюда следует, что эффективными следует считать машины, которые лучшим образом решают технологические задачи при минимуме энергетических затрат. Подобным требованиям удовлетворяют резонансные машины [1-4]. Амплитуда колебаний рабочих органов таких машин имеет максимальное значение при достижении частотой возбуждения некоторого резонансного значения. Ввиду нелинейности процессов, указанное значение частоты, вообще говоря, отличается от значений собственных частот систем. При максимальных амплитудах в обрабатываемую среду вкладывается максимально возможная мощность, и, следовательно, у машины, рабочий орган которой находится в резонансном состоянии и оказывается высокая эффективность.

При работе вибрационной машины в резонансном режиме привод действует с наибольшей полезностью, и, потребляя от внешних источников сравнительно небольшую энергию, он получает возможность расходовать ее наиболее разумно. Энергия тратится в основном на восполнение неизбежных потерь на преодоление сил трения и полезную работу. Этим резонансные машины выгодно отличаются от «нерезонансных». Если раньше для повышения эффективности работы приходилось увеличивать мощность привода, то теперь для достижения нужного технологического эффекта сама работа организуется так, что от машины отбирается предельно возможная мощность. Сверхмощные двигатели и большая внешняя энергия оказываются излишними и, конечно, снижаются материалоемкость и размер машины. Перечисленные положения теоретически обоснованы и получили практические подтверждения [1-4].

Подчеркнем ещё раз, что в случаях, когда резонансная машина проектируется с учетом рабочего процесса, вибрационная система неизбежно должна рассматриваться как нелинейная. Поэтому резонансные частоты, как правило, могут существенно отличаться от частот линейных резонансов, а резонансные явления приобретают новые свойства [2, 3, 5].

## 1. Классическая и практическая эффективность машин

Принимая тезис, что максимально эффективны именно резонансные машины, рассмотрим вопрос, как связана эта эффективность с понятием эффективности в классическом смысле, то есть с её КПД (коэффициентом полезного действия).

По определению КПД (классическая эффективность) есть выраженное в процентах отношение мощности, расходуемой машиной на выполнение технологической задачи (обозначим ее  $N_1$ ) к суммарной мощности, затраченной приводом. Эта суммарная мощность есть сумма двух слагаемых. Первое - все та же мощность  $N_1$ , второе - мощность рассеивания в системе ввиду неизбежных потерь энергии благодаря трению и другим диссипативным

факторам –  $N_2$ , то есть КПД ( $\eta$ ) оценивается формулой

$$\eta = \frac{N_1}{N_1 + N_2} \times 100\%, \quad (1)$$

Величина  $N_1$  определяется собственной спецификой технологического процесса. Например, для вибрационных насосов – это мощность, необходимая для обеспечения прокачки жидкости. Для вибромолотов – мощность, обеспечивающая существование интенсивного виброударного процесса. В ультразвуковом станке — мощность, расходуемая, например, на резание или выглаживание, т. е. та, которая тратится на преодоление сопротивления обрабатываемой среды воздействию инструмента.

Пусть машина работает так, что величина  $N_1$  очень велика. Тогда, при обычных потерях энергии, мощность, имеющаяся в самой технологической машине много больше теряемой мощности:  $N_1 \gg N_2$  и, следовательно,  $N_1 + N_2 \approx N_1$ . Из формулы (1) получается, что в этом случае классическая эффективность  $\eta \approx 100\%$ .

Оценим, какова может быть фактическая эффективность такой машины. Раз величина  $N_1$  велика, то сопротивление обрабатываемой среды также должно быть достаточно большим, а амплитуда колебаний инструмента, естественно, будет малой: в таких условиях неизбежно, что амплитуда как бы «подсаживается». Это означает, что весьма малой, практически нулевой будет скорость резания или, соответственно, количество прокаченной жидкости, или импульс удара. Следовательно, вместе с ними будет низкой и реальная эффективность машины.

В случае, когда очень велики бесполезные потери энергии  $N_2$  КПД  $\approx 0\%$  и амплитуда колебаний инструмента снова очень мала: практически вся энергия расходуется впустую. Такова ситуация складывается во многих современных нерезонансных машинах, например, ультразвуковых станках — они оказываются весьма неэффективными (см. также ниже).

Таким образом, в двух предельных случаях при  $\eta \approx 100\%$  и  $\eta \approx 0\%$  работа машин практически неэффективна. Можно ожидать поэтому, что имеется некоторый оптимум и при каком-то промежуточном значении КПД  $\eta$  эффективность будет максимальной.

Пусть  $J$  – параметр движения рабочего органа машины, характеризующий рабочий процесс. Как правило, параметр  $J$  – взаимно-однозначно связан с каким-либо интегралом движения системы, например, с энергией рабочего органа в технологическом процессе. Пусть, далее  $J^*$  – предельно возможное значение выбранного параметра при заданных характеристиках привода и сопротивления обрабатываемой среды:  $J \leq J^*$ . Назовем величину

$$\vartheta = \frac{J}{J^*} \times 100\%, \quad (2)$$

коэффициентом эффективности или просто «эффективностью». Показывается (см. книги [2, 3] и далее в этой статье), что, например, для ультразвуковых станков, настроенных в резонанс, реализовать предельные возможности можно при  $\eta = 50\%$ . Здесь оказываются согласованными затраты мощности на преодоление сил трения и сил сопротивления обрабатываемой среды ( $N_1 = N_2$ ), и именно в этом случае можно достичь предельной скорости резания. Большие или меньшие значения  $\eta$  соответствуют настройкам с меньшей эффективностью.

Таким образом, для резонансных машин классическая мера эффективности – КПД, вообще говоря, неудобная характеристика. Мету эффективности лучше всего выражать именно величиной  $\vartheta$  (2), поскольку именно резонансная настройка и отвечает значению  $J = J^*$ .

**Терминологическое замечание.** Здесь необходимо отметить, что в данном случае терминология, используемая в русскоязычной литературе, разделяет используемые нами понятия: КПД и эффективность. В англоязычной литературе понятие КПД даётся словом «*efficiency*». Таким образом, чтобы избежать путаницы, мы при использовании английского языка применяем термины «*классическая эффективность*» (*classical efficiency*) для наименования величины КПД  $\eta$  и «*практическая эффективность*» (*practical efficiency*) для величины  $\vartheta$ . В этой работе мы будем опускать определения «*классическая*» и «*практическая*».

Авторы хотят подчеркнуть, что поскольку они не являются носителями английского языка и поэтому приведенное терминологическое замечание должно уточняться. В названии статьи использован термин «*effectiveness*», также переводимый как «*эффективность*», но в смысле «*результативности*».

## 2. Резонансная настройка

В достаточно общем случае закон движения  $u(t)$  рабочего органа вибрационной машины, в предположении, что колебательная система машины – линейная, может быть записан в операторной форме, через динамическую податливость  $L(i\omega)$  в точке рабочего процесса [1, 2, 3, 5]:

$$u(t) = u_0(t) - L(i\omega)\Phi[i\omega; u(t); P_j], \quad (3)$$

где  $u_0(t) = a_0(\omega)\cos\omega t$  – закон движения рабочего органа на холостом ходу,  $\Phi$  – нелинейная, функция рабочего процесса, зависящая от производных закона движения и, возможно, каких-либо постоянных сил  $P_j$ , определяемых спецификой процесса. Например, для ультразвуковой технологической машины, предназначенной для виброрезания [2, 3, 6] необходим учет усилия подачи.

Весьма часто рабочий орган машины настраивают на резонансную частоту холостого хода:  $\omega = \omega_0$ . Однако, как правило, нелинейная сила  $\Phi$  начинает действовать, только после прохождения координатой  $u$  некоторого порогового значения, отвечающего началу рабочего процесса. То есть во время работы резонансная частота, как правило, сильно отличается от частоты, отвечающей режиму холостого хода.

Анализ резонансных состояний ультразвуковых технологических машин приближенными аналитическими методами был начат в статье [7], и достаточно подробно изложен в книгах [2, 7]. Однако, полное описание всех динамических явлений, сопровождающих ультразвуковое резание – ещё впереди.

Типичные амплитудно-частотные характеристики  $a = a(\omega)$  указанной системы приведены на рис. 1.

При относительно малых усилиях прижима  $P \leq a_0^* B_0/2$  вид резонансных кривых под нагрузкой (кривая 2) и на холостом ходу (кривая 1) одинаков, однако их максимум смещается в область более высоких частот по мере возрастания  $P$  (значение амплитуды на резонансе)  $B_0$  – величина, определяемая диссипативными силами и зависящая от величины  $\text{Im}L(i\omega)$ .

Дальнейшее увеличение силы прижима ( $P > a_0^* B_0/2$ ) существенно изменяет характер резонансной кривой (кривая 3), приводя к появлению неустойчивой ветви, показанной пунктирной линией.

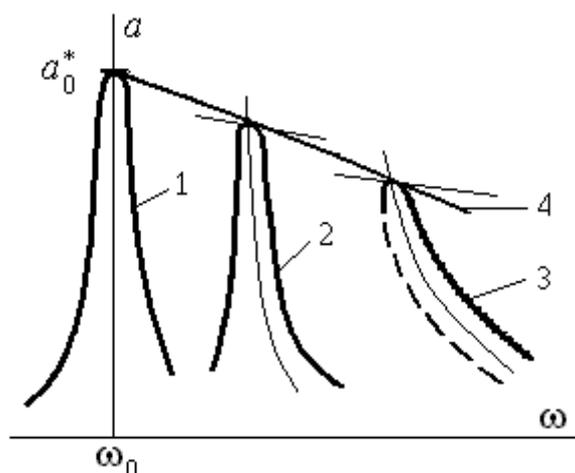


Рис 1. Резонансные кривые: 1 – холостой ход; 2 – малое усилие подачи ( $P \leq a_0^* B_0/2$ );  
3 – немалое усилие подачи ( $P > a_0^* B_0/2$ ); 4 – огибающая резонансных кривых.

Линия 4 - огибающая резонансных кривых. Она определяет совокупность резонансных режимов при всевозможных значениях усилия подачи  $P$ . Для поддержания эффективного воздействия необходимо обеспечить реализацию режимов с параметрами, отвечающим этой кривой.

Отметим, что именно для этого, в частности, разработана и практически реализована система авторезонансной настройки ультразвуковых машин, позволяющая обеспечить реализацию резонансной настройки в широких диапазонах изменения параметров системы [1-4].

Авторезонансные схемы организации работы вибрационных и, в частности, ультразвуковых технологических машин как раз и обеспечивают, описываемую ниже реализацию систем с высокой эффективностью.

### 3. Сравнение двух подходов к понятию «эффективность»

Рассмотрим, в качестве примера один из возможных методов настройки ультразвукового станка под нагрузкой, предложенный в [7, 2, 3], и состоящий в том, что к инструменту присоединяют дополнительную массу  $M$ , добавление которой приводит к компенсации расстройки, вызванной взаимодействием инструмента с изделием.

При такой компенсации резонансная настройка под нагрузкой достигается на частоте  $\omega = \omega_0$ . Величина компенсирующей добавочной массы определяется соотношением  $M = k(a)/\omega_0^2$ . Здесь функция  $k(a)$  определяется и строится, исходя из вида характеристики рабочего процесса  $\Phi$ , входящего в уравнение движения (3).

Можно доказать, что амплитуда колебаний под нагрузкой определяется так [2, 3]:

$$a^* = a_0^* \left( 1 - \frac{2H}{\pi a_0^* V_0} \sin^2 \frac{\pi P}{H} \right) \quad (4)$$

При этом величина  $H$  зависит от материала изделия, площади инструмента, вида абразивной суспензии и состояния абразива в зоне резания, а величина  $V_0$  - характеризует уровень возбуждения в системе. С помощью (4), после вычислений, получим скорость резания

$$v = \frac{a_0^* \omega}{\pi} \sin^2 \frac{\pi P}{H} \left( 1 - \frac{2H}{\pi a_0^*} \sin^2 \frac{\pi P}{H} \right) \quad (5)$$

Из условия  $dv/dP = 0$  найдем усилие прижима  $P^*$ , когда эта скорость максимальна

$$P^* = \frac{H}{\pi} \arcsin \sqrt{\frac{\pi a_0^* V_0}{4H}} \quad (6)$$

В реальных условиях, как правило,  $a_0^* V_0 \ll H$ , и формула (6) принимает вид

$$P^* = \sqrt{\frac{\pi a_0^* H V_0}{4\pi}}$$

Согласно (5) и (6), максимальная скорость резания

$$v^* = 1/8 a_0^{*2} \omega_0 V_0 / D, \quad (7)$$

а амплитуда колебаний инструмента в этом режиме

$$a^* = a_0^* / 2 \quad (8)$$

Приведем характерные значения величин для реальных ультразвуковых станков, рассчитанные по формуле (7). При  $a_0^* = 20,5$  мкм получим  $v^* = 49$  мм/мин. Такая скорость резания достигается при усилии прижима  $P^* = 10^4$  Н. Можно показать, что при реализации режима с максимальной производительностью мощность  $N_p$ , затрачиваемая на разрушение материала, равна мощности  $N_k$ , рассеиваемой в колебательной системе, т.е.

$$N_p = N_k = 1/8 a_0^{*2} \omega_0 V_0 \quad (9)$$

Таким образом, рассматриваемая настройка обеспечивает наилучшее согласование колебательной системы как с упругой, так и с диссипативной составляющей нагрузки и позволяет реализовать предельные возможности ультразвукового станка. При этом значение КПД (1) будет таким:  $\eta = 50\%$ .

Соотношениями (7) и (8) удобно пользоваться при расчете колебательной системы станка с заданной производительностью. При увеличении усилия подачи выше значения (6) КПД возрастает, однако скорость резания падает. Следовательно, в данном случае, для машин данного класса, такая характеристика не может являться показателем эффективности настройки.

В формуле (2) в качестве величин  $J$  и  $J^*$  целесообразно принять величины  $v$  и  $v^*$ , то есть эффективность в данном случае есть отношение получаемой скорости обработки к её предельному значению [1]:

$$\vartheta = \frac{v}{v^*} \times 100\%.$$

В то же время предельное значение  $v^*$ , определяется равенством (7), так что эффективность настройки на холостом ходу

$$\vartheta = 2,4a_0^*V_0/D \times 100\%$$

Величина  $a_0^*V_0$  характеризует уровень возбуждения системы и имеет порядок относительно малых диссипативных сил.

Для ультразвуковых колебательных систем мощностью 0,1-10 кВт эта величина находится в пределах  $a_0^*V_0 = 10 \div 10^4$  Н. Значения величины  $H$  лежат в пределах  $H = 10^3 \div 10^6$  Н.

Отсюда следует, что настройка на холостом ходу крайне неэффективна: для рассмотренного выше случая такой настройки  $\vartheta = 2,4\%$ . Это означает, что в данном случае используется всего лишь  $\approx 2,4\%$  потенциальных возможностей станка. В то же время резонансная настройка под нагрузкой позволяет получить коэффициент эффективности  $\vartheta \approx 70\%$ , а введение компенсации позволяет довести коэффициент эффективности до значений близких к  $\vartheta = 100\%$ .

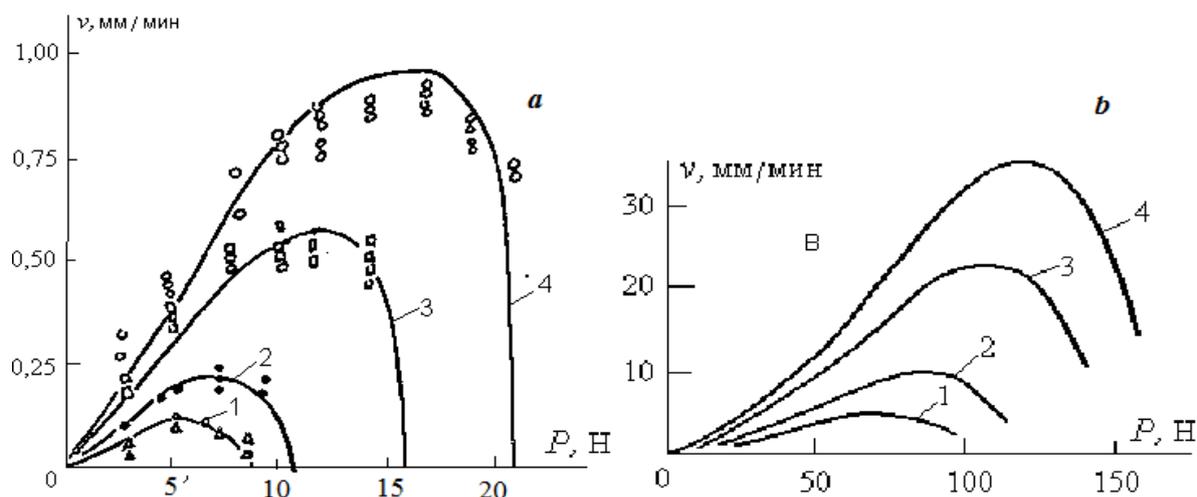


Рис. 2. Скорость резания в режиме холостого хода (а); при резонансной настройке (б):  $a_0^* = 1-8$ ; 2-11; 3- 16,5; 4- 20,5 мкм.

Анализ приведенных соотношений показывает, что настройка под нагрузкой может оказаться особенно эффективной при обработке жестких изделий на станках малой мощности, имеющих колебательные системы с высокой добротностью. (Под жесткими понимаются изделия с большой площадью обработки или выполненные из материалов, плохо поддающихся резанию.) Аналогичные выводы были сделаны ранее на основании проведенных экспериментов [8].

На рис. 2, а построены зависимости скорости резания от усилия прижима при различных значениях амплитуды  $a_0^*$ . Здесь же показаны значения, полученные в результате экспериментов. На рис. 2, б даны, аналогичные зависимости, рассчитанные для резонансной настройки. Легко увидеть, что в резонансном случае скорость резания выше более, чем на порядок.

Заметим, что описанные результаты могут быть использованы при оценке эффективности и настройке разнообразных технологических ультразвуковых установок для поверхностного упрочения деталей, сварки пластмасс и синтетических тканей, возбуждения высокочастотных колебаний инструмента в устройствах для вибрационного сверления, точения, выглаживания и многих других. Как указывалось, подобные рассуждения можно

провести и при анализе других типов машин и устройств вибрационного и виброударного действия [9-11].

## Выводы

Рассмотрение высоких наукоемких технологий может потребовать отказаться даже от такого классического понятия как КПД, появившегося в эпоху тепловых машин. Для анализа вибрационных и ультразвуковых машин понятие эффективности существенно удобнее и нагляднее, поскольку характеризует предельные возможности технологического процесса при минимуме энергетических затрат.

*Работа выполнена при поддержке гранта Российского научного фонда (#15-19-30026).*

## Список литературы

1. *Astashev V., Babitsky V., Kolovsky M.* Dynamics and control of machines. — Berlin: Springer-Verlag, 2000.
2. *Astashev V.K., Babitsky V.I.* Ultrasonic Processes and Machines // Dynamics, Control and Applications. — Springer-Verlag, 2007. — 330 p.
3. *Асташев В.К., Крупенин В.Л.* /Нелинейная динамика ультразвуковых технологических процессов. — М.: МПУ (Изд-во МГУП им. Ивана Федорова), 2016. —372 с.
4. *Vladimir Astashev, Vitaly Krupenin.* Auto-resonant ultrasonic cutting of materials for machinery manufacture//Engineering for Rural Development. —Jelgava, Latvia: 2016. — pp. 218-223.
5. *Babitsky V.I., Krupenin V.L.* Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems. — Berlin: Springer-Verlag, 2001. —404 p.
6. *Асташев В.К.* Настройка ультразвуковых станков под нагрузкой // Станки и инструмент. — 1972. —№ 10. — С.32-34.
7. *Astashev V., Babitsky V.* Ultrasonic cutting as a non-linear (vibro-impact) process// Ultrasonics. —1998. — No 6. — PP. 89-96.
8. *Neppiras E.A.* Report on ultrasonic machining// Metalworking production. — 1956. — v. 100, N 29. — p. 1377-1382.
9. *Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные машины и процессы / Под редакцией Лаведелла Э.Э.* —М.: Машиностроение, 1981. —510 с.
10. *Крупенин В.Л.* Машины ударного действия. — М.: Знание, 1987. —62 с.
11. *Блехман И.И.* Теория вибрационных процессов и устройств. — С-Петербург: «Руда и металлы», 2013. —640 с.

*Дата поступления статьи - 8 апреля 2017 года*