



Обработка металлов

(технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



К вопросу об ограничении неравномерности движения технологической машины в заданных пределах

Юрий Подгорный^{1, 2, а, *}, Татьяна Мартынова^{1, б}, Вадим Скиба^{1, с}

¹ Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия

² Новосибирский технологический институт, филиал Московского государственного университета дизайна и технологии, Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5), г. Новосибирск, 630099, Россия

^а  <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>,  pjui@mail.ru, ^б  <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>,  martynova@corp.nstu.ru,

^с  <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>,  skeeba_vadim@mail.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.8, 519.6:539.3

История статьи:

Поступила: 14 марта 2022

Рецензирование: 25 апреля 2022

Принята к печати: 15 мая 2022

Доступно онлайн: 15 июня 2022

Ключевые слова:

Технологическая машина
Коэффициент неравномерности
Движущий момент
Момент сил сопротивления
Момент от сил инерции
Технологическая нагрузка

Финансирование:

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1_22.

Благодарности:

Исследования выполнены на оборудовании ЦКП «Структура, механические и физические свойства материалов» (соглашение с Минобрнаукой № 13.ЦКП.21.0034, 075-15-2021-698).

АННОТАЦИЯ

Введение. Задача регулирования колебаний скоростей для любого механизма имеет существенное значение, так как временной интервал этого движения является рабочим временем, в течение которого выполняется основная технологическая операция. В этом случае может возникнуть вопрос о регулировании скоростей движения как во время разгона, холостого хода машины, так и во время выполнения основной технологической операции. Основным качественным показателем удовлетворительной работы любой машины является коэффициент неравномерности движения, величина которого зависит от отношения максимальной, минимальной и средней скорости движения вала привода. Особенно остро ставится задача определения коэффициента неравномерности движения машины с учетом характеристики двигателя. В этом случае машину рассматривают как систему, состоящую из одной массы. Упругостью элементов, входящих в машину, пренебрегают. Анализ научной литературы по данному направлению указывает на то, что вопросам исследования неравномерности вращения и ее влияния на динамику механизмов уделено недостаточно внимания, особенно это касается решения уравнений с учетом характеристики двигателя. **Целью данной работы** является разработка методики, позволяющей определять и регулировать неравномерность вращения вала привода с учетом характеристики двигателя, сил полезного сопротивления и инерции масс механизма. Актуальность исследования обусловлена отсутствием единой методики, позволяющей регулировать неравномерность вращения вала привода на стадии проектирования механизмов подобного типа. **Теория и методы.** Для определения уравнения движения машины в дифференциальной форме предлагается использовать уравнение Лагранжа второго рода. Математическое моделирование проводилось с использованием пакетов прикладных программ *Mathcad* и КОМПАС-3D. **Результаты и обсуждение.** Представлена методика, позволяющая регулировать неравномерность вращения вала. Для определения величины коэффициента неравномерности средствами САЕ системы *Mathcad* определены его значения, а также выявлены закономерности изменения данных показателей при суммарных значениях эксплуатации, находящихся в пределах 22...46 Н·м. Анализ результатов проведенных расчетов указывает на то, что коэффициент неравномерности вращения вала привода составляет 0,101. Предусмотрена возможность изменения этого коэффициента за счет коррекции приведенного момента инерции введением дополнительного маховика или изменением вращающего момента вала электродвигателя. Полученные результаты исследований позволили выработать конкретные рекомендации по модернизации конструкций приводов машин, предназначенных для перемешивания сыпучих материалов, и наметить пути дальнейших исследований в этом направлении.

Для цитирования: Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Скиба В.Ю. К вопросу об ограничении неравномерности движения технологической машины в заданных пределах // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2022. – Т. 24, № 2. – С. 67–77. – DOI: 10.17212/1994-6309-2022-24.2-67-77.

Введение

Неравномерность движения является одной из основных задач динамики механизмов, определение значений которой позволяет выбрать рациональные соотношения между действующими внешними силами, инерционными составляющими механизма и их скоростями. Неравно-

*Адрес для переписки

Подгорный Юрий Ильич, д.т.н., профессор
Новосибирский государственный технический университет,
пр. К. Маркса, 20,
г. Новосибирск, 630073, Россия
Тел.: +7 (383) 346-17-79, e-mail: pjui@mail.ru

мерность движения вала привода машины (главного вала) возникает при непостоянстве создаваемого двигателем момента или переменности момента полезных сопротивлений [1 – 11].

Все больший интерес в практике проектирования машин для перемешивания сыпучих материалов уделяется приводам с неравномерным движением рабочего органа. Это обусловлено тем, что в данном случае обеспечивается укорачивание всей кинематической цепи привода, и одновременно с этим происходит улучшение качества перемешиваемого продукта вследствие ликвидации мертвых зон при перемешивании указанного вида продукта [4–7, 9, 10, 12–20]. Задача о регулировании колебаний скоростей для любого механизма имеет существенное значение, так как временной интервал этого движения является рабочим временем, в течение которого выполняется основная технологическая операция – перемешивание сыпучего продукта [21–23]. В этом случае может возникнуть вопрос о регулировании скоростей движения как во время холостого хода машины, так и во время выполнения основной технологической операции. Структура устройства может включать в себя различные виды механизмов, в том числе рычажного типа, кулачковых, зубчатых, а также кулачково-зубчато-рычажных, механизмов с эллиптическими колесами, дифференциальных и др.

В данной статье авторы предлагают конструкцию устройства, в приводе которого предусмотрена планетарная передача. Применение такого привода позволит увеличить производительность оборудования, его технико-экономическую эффективность, что, в свою очередь, будет способствовать повышению конкурентоспособности вновь проектируемых машин. При синтезе механизмов такого типа на стадии проектирования приводов необходимо знать амплитуды колебаний скоростей приводного вала как за время разгона этой машины, так и во время установившегося движения [24–27]. Выявление закономерностей изменения скоростей вала привода позволит определять коэффициенты неравномерности его вращения и активно внедряться в процесс проектирования машины, производя его регулирование с помощью рационального размещения инерционно-массовых составляющих проектируемого изделия и пра-

вильно задавая величину и закономерность изменения технологической нагрузки. Анализ научной литературы по данному направлению указывает на то, что вопросам исследования неравномерности вращения и ее влияния на динамику механизмов уделено недостаточно внимания, особенно это касается решения уравнений с учетом характеристики двигателя [1–10, 12, 14, 15, 17–22, 24–27].

Регулирование работы приводных устройств машин для перемешивания сыпучих материалов между притоком энергии и ее расходом для преодоления внешних сопротивлений может иметь разные цели, в том числе и сохранение определенной производительности [24–27].

При определении моментов инерции маховых масс (маховиков) при заданной наибольшей неравномерности хода машины обычно пользуются графоаналитическими методами в связи с тем, что трудно аналитически выразить механические характеристики двигателя [6–10, 14–17]. Обычно движущие моменты задают в виде произвольной функции угла поворота или принимают их значения в виде постоянной величины. В этом случае отсутствует возможность учесть обратную связь, т. е. влияние величины внешнего сопротивления на скорость движения ведущего звена и, как следствие, на величину неравномерности движения вала привода [16–22, 23–27].

Приведенные моменты инерции машины могут быть постоянными или зависящими от положения ведущего звена. Для широкого класса механизмов машин основные силовые и кинематические характеристики зависят от функций положения ведущего звена [1 – 11], в том числе и в рассматриваемом случае. В большинстве задач кинематического анализа механизмов предполагается, что ведущее звено движется с постоянной скоростью. Однако такое предположение можно отнести только к механизмам, имеющим постоянный момент инерции (приведенный). Сложнее дело обстоит с приведенными силами инерции. Они практически могут быть постоянными только для тел, имеющих координаты центров на оси вращения [5 – 14, 17 – 20].

Целью данной работы является разработка методики, позволяющей определять и регулировать неравномерность вращения вала привода с учетом характеристики двигателя, сил

полезного сопротивления и инерции масс механизма.

Актуальность исследования обусловлена отсутствием единой методики, позволяющей регулировать неравномерность вращения вала приведения на стадии проектирования механизмов подобного типа.

Теория и методы

Предполагается рассмотреть приведенную модель механизма на примере пищевой машины, предназначенной для перемешивания сыпучего материала, у которой моменты от сил сопротивления, сил инерции и моменты инерции масс зависят от угла поворота ведущего звена (вала приведения), а в приводе предусмотрен асинхронный электрический двигатель (см. схему, представленную на рис. 1). Разработка математической модели осуществлялась средствами программного продукта *Mathcad* при непосредственном использовании системы автоматизированного проектирования Компас 3D.

Характер изменения технологической нагрузки, действующей на рабочие валы устройства, показан ранее в работе [25]. В настоящей работе представлены только значения и характер приведенных моментов этих сил к главному валу устройства. В нашем случае они представлены в виде выражения $M_c(\varphi) = 24 + 12 \cos(2 / 16\varphi)$, а момент движущих сил – в виде параболы

$$M_d = A \left(\frac{d\varphi^2}{dt} + B \right), \quad \text{где} \quad A = -\frac{M_m}{\omega_0^2 - \omega_m^2};$$

$$B = -\frac{M_m \omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega_m^2}.$$

Максимальное значение суммарного момента сил полезного сопротивления и момента от сил инерции составило 46 Н·м, минимальное – 22 Н·м, они зависят от угла разворота лопаток месильных валов.

Принцип работы устройства подробно изложен в [24–27]. В настоящей работе приводится математическая модель устройства, где введены следующие обозначения: момент инерции ротора обозначен как J_{EM} ; момент инерции шкива ведущего – J_1 ; момент инерции шкива ведомого – J_2 ; моменты инерции шестерен – $J_3, J_4, J_5, J_6, J_8, J_9, J_{10}, J_{11}$, момент инерции водила – J_7 . Валы, передающие движение от двигателя к рабочим валам, обозначены – a, b, c, d, e, f .

Предлагается определять уравнение движения машины, используя уравнение Лагранжа второго рода, которое в нашем случае будет иметь следующий вид:

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \frac{dJ}{d\varphi} = M_d - M_c, \quad (1)$$

где J – приведенный момент инерции; φ – обобщенные координаты системы; M_d – движущий момент; M_c – момент сопротивления.

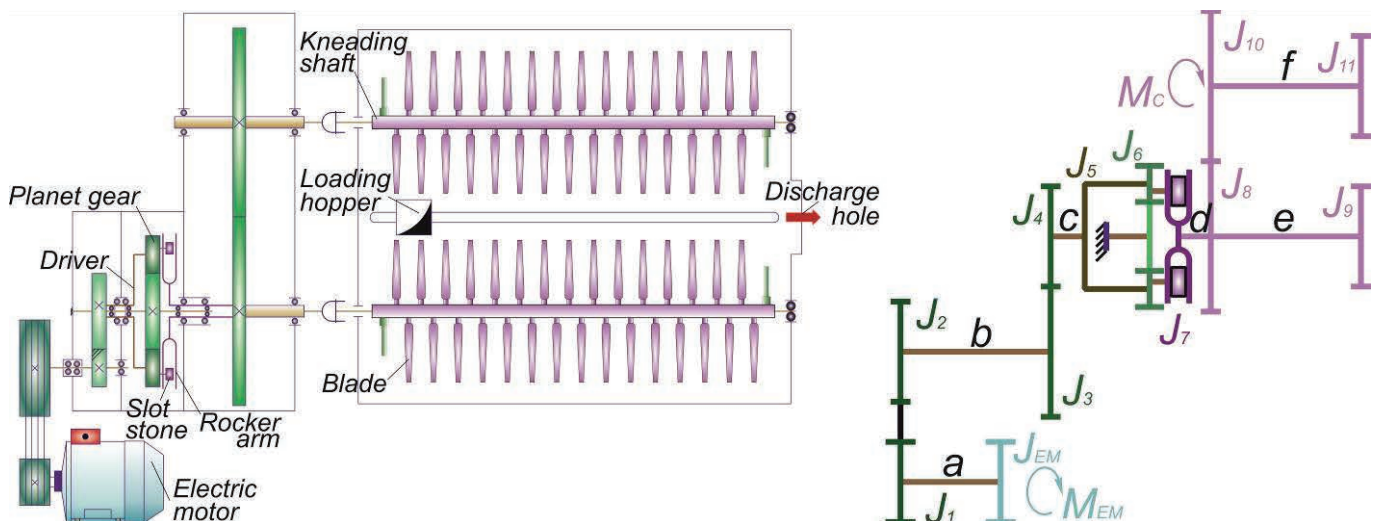


Рис. 1. Кинематическая схема и математическая модель конструкции машины, включающей эпициклическую передачу

Fig. 1. Kinematic diagram and mathematical model of the kneader design that includes an epicyclic gearing

Момент движущих сил определяется формулой

$$M_d = \frac{2M_m}{\frac{\sigma}{\sigma_m} + \frac{\sigma_m}{\sigma}}, \quad (2)$$

где J – приведенный момент инерции; σ – скольжение, соответствующее значению M_d ; σ_m – скольжение, соответствующее значению M_m ; M_m – максимальный (опрокидывающий момент).

В формуле (1) величину M_d заменим выражением, описывающим параболу, тогда получим

$$M_d = A \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + B, \quad (3)$$

где

$$A = -\frac{M_m}{\omega_0^2 - \omega_m^2}; \quad B = -\frac{M_m \omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega_m^2}, \quad (4)$$

здесь ω_0 и ω_m – угловые скорости приведенной массы системы, соответствующие $M_d = 0$ и $M_d = M_m$.

Тогда выражение (1) можно записать в следующем виде:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dJ}{d\varphi} = A\omega^2 + B - M_c, \quad (5)$$

где $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$.

Разделив все члены уравнения (5) на

$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ и преобразовав его, получим:

$$\frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\left(\frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} - A \right) \omega}{J} + \frac{M_c - B}{J\omega} = 0. \quad (6)$$

Заменим $\omega^2 = u$, получим:

$$\frac{du}{d\varphi} + 2uf(\varphi) = -2q(\varphi), \quad (7)$$

где

$$f(\varphi) = \frac{\frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} - A}{J}; \quad q(\varphi) = \frac{M_c - B}{J}.$$

При начальных условиях, когда $t = 0$ и $u = \omega_0^2$, решение имеет следующий вид:

$$\omega = \sqrt{e^{-2 \int_0^\varphi f(\varphi) d\varphi} \times \left[\omega_0^2 - 2 \int_0^\varphi q(\varphi) e^{2 \int_0^\varphi f(\varphi) d\varphi} d\varphi \right]}. \quad (8)$$

Для определения момента инерции маховика примем следующее допущение: $J = J_m + J_0 = \text{const}$, где J_m – приведенный момент инерции маховика; J_0 – приведенный момент инерции месильной машины.

Момент от сил сопротивления будем рассматривать в виде

$$M_c = M_1 + M_2 \sin n\varphi,$$

где M_1 – постоянная часть приведенного момента полезных сопротивлений; M_2 – максимальное значение переменной части момента; n – кратность переменной составляющей в пределах одного оборота.

Так как $J = \text{const}$, то

$$f(\varphi) = -\frac{A}{J}; \quad q(\varphi) = \frac{M_1 + M_2 \sin n\varphi - B}{J}.$$

Тогда угловая скорость определится как

$$\omega = \sqrt{e^{2 \int_0^\varphi -\frac{A}{J} d\varphi} \times \left[\omega_0^2 - 2 \int_0^\varphi \frac{M_1 + M_2 \sin n\varphi - B}{J} e^{-2 \int_0^\varphi \frac{A}{J} d\varphi} d\varphi \right]}. \quad (9)$$

Проинтегрировав выражения под знаком корня, получим:

$$\omega = \sqrt{\left(\omega_0^2 - \frac{D_2}{D_1} - \frac{2D_3 n}{4D_1^2 + n^2} \right) e^{-2D_1\varphi} + \frac{D_2}{D_1} + \frac{D_2}{D_1} + \frac{2D_3 (n \cos n\varphi - 2D_1 \sin n\varphi)}{4D_1^2 + n^2}}, \quad (10)$$

где

$$D_1 = \frac{M_m}{J(\omega_0^2 - \omega_m^2)};$$

$$D_2 = \frac{M_m \omega_0^2 - M_1(\omega_0^2 - \omega_m^2)}{J(\omega_0^2 - \omega_m^2)}; \quad D_3 = \frac{M_2}{J}.$$

Предположим, что установившееся движение наступает при φ , стремящемся к бесконечности, тогда выражение (10) примет вид

$$\omega = \sqrt{\frac{D_2}{D_1} + \frac{2D_3(n \cos n\varphi - 2D_1 \sin n\varphi)}{4D_1^2 + n^2}}, \quad (11)$$

откуда

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{D_2}{D_1} + \frac{2D_3}{\sqrt{4D_1^2 + n^2}}}; \quad (12)$$

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{D_2}{D_1} - \frac{2D_3}{\sqrt{4D_1^2 + n^2}}}.$$

Полученные выражения (12) подставим в формулу для определения неравномерности движения вала привода, которая представляет собой следующее выражение:

$$\delta = 2 \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}. \quad (13)$$

Результаты и обсуждения

В связи с поставленной целью необходимо было определиться с основными характеристиками двигателя, в число которых для рассматриваемого случая входят: M_d – момент движущихся сил, M_m – максимальный (опрокидывающий момент); угловые скорости $\omega_0 = 145 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_m = 36 \text{ с}^{-1}$, соответствующие $M_d = 0$ и $M_d = M_m = 158 \text{ Н·м}$. Все эти параметры представлены в виде графика, изображенного на рис. 2, где сплошной линией показана характеристика двигателя, а штриховой – парабола, описываемая выражением (3), в котором A и B определены по условию прохождения параболы через начало координат и точку O , соответствующую пересечению параболы с кривой асинхронного двигателя.

Момент от сил полезных сопротивлений, приведенный к главному валу (валу привода), представлен в виде графика, изображенного на рис. 3.

В соответствии с ранее полученными данными, представленными в [24–27], средний приведенный момент инерции всех масс машины к главному валу (валу привода) составляет $J = 0,323 \text{ кг·м}^2$. По формуле (11) рассчитали зна-

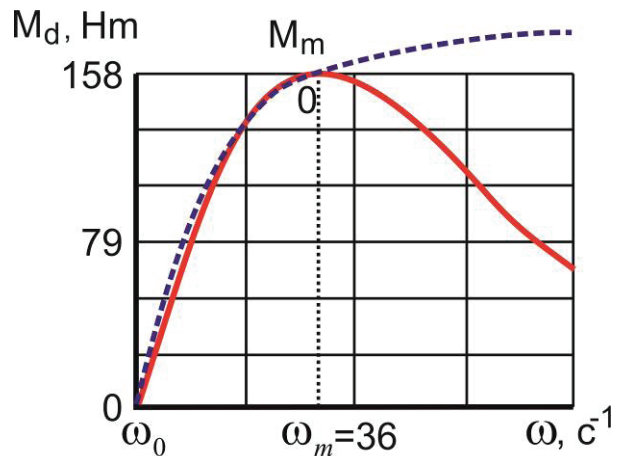


Рис. 2. График асинхронного двигателя и его особые точки

Fig. 2. Graph of an asynchronous motor and its special points

чения скорости вращения вала привода. Результаты расчетов показаны на рис. 4.

Для рассматриваемого случая неравномерность вращения вала привода составила 0,085 при максимальной скорости вращения, равной $\omega_{\max} = 145 \text{ с}^{-1}$, и минимальной скорости $\omega_{\min} = 133,2 \text{ с}^{-1}$.

Анализируя формулу (13) и зависимости для D_1 , D_2 и D_3 , приходим к заключению, что коэффициент неравномерности δ определяется отношением максимальной, минимальной и средней скорости вращения вала привода. Скорости вращения, в свою очередь, зависят от величины приведенного момента инерции и движущего момента. В связи с этим нами были проведены исследования в части изменения неравномерности вращения от величины приведенного момента инерции и величины движущего момента. В первом случае изменение величины неравномерности движения представлены на рис. 5, а для второго случая – на рис. 6.

Выводы

Представлена методика определения коэффициента неравномерности вращения вала привода машины, имеющей в приводе месильных валов эпициклическую передачу с кулисой, включающая:

- математическую модель механизма, позволяющую проводить расчет скорости движения вала привода. Так, для рассматриваемого случая максимальная скорость составила

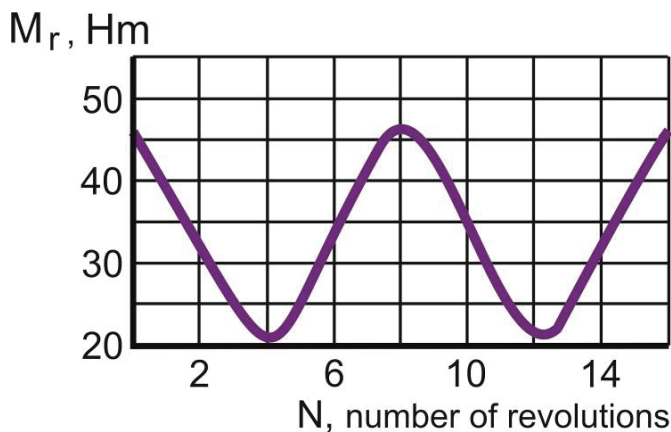


Рис. 3. Момент сопротивления, приведенный к главному валу (валу привода)

Fig. 3. The moment of resistance, reduced to the main (modified) shaft

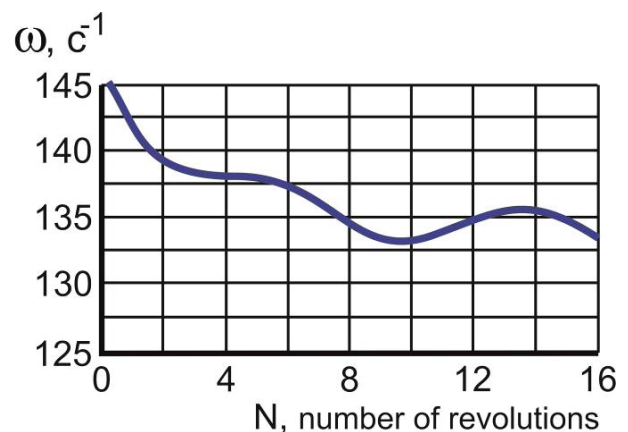


Рис. 4. Скорости в зависимости от оборотов вала привода

Fig. 4. Speed depending on the revolutions of the drive shaft

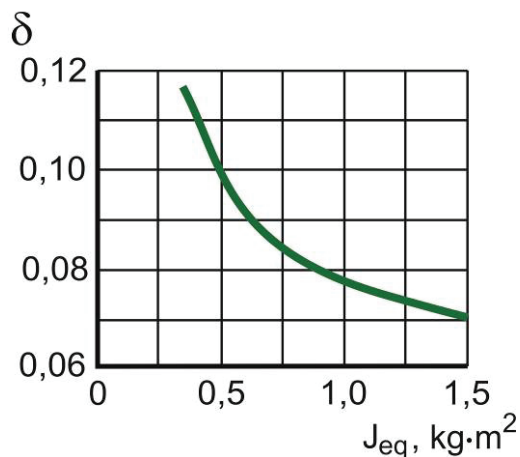


Рис. 5. График изменения величины неравномерности вращения от величины момента инерции массы

Fig. 5. A graph of the change in the value of the rotation irregularity depending on the mass moment of inertia

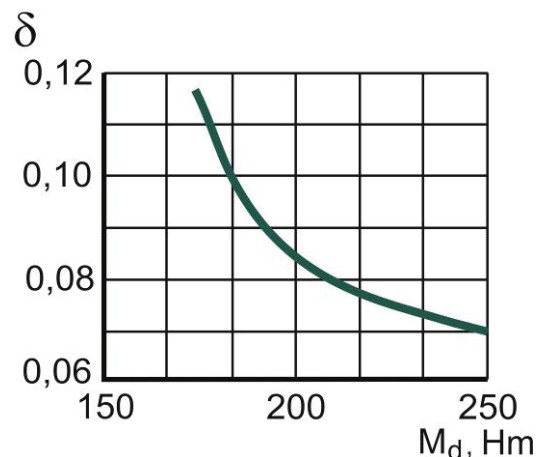


Рис. 6. График изменения величины неравномерности вращения от величины вращающего момента

Fig. 6. A graph of the change in the value of the rotation irregularity depending on the value of the torque

$\omega_{\max} = 145 \text{ c}^{-1}$, а минимальная – $\omega_{\min} = 133,2 \text{ c}^{-1}$. Коэффициент неравномерности вращения вала привода $\delta = 0,101$;

– намечена перспектива улучшения динамических характеристик машины путем изменения коэффициента неравномерности в сторону уменьшения за счет введения дополнительной маховой массы, размещенной на валу привода. Так, введение дополнительного момента инерции массы до $0,177 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ позволит довести значение неравномерности вращения вала привода до $0,06$, что соответствует требованиям, предъявляемым к этому типу машин;

– определен характер и величина изменения технологической и инерционной нагрузок, действующих на рабочие валы устройства, и представлены их значения и характер с учетом приведения к главному валу (валу привода) машины;

– определена закономерность изменения моментов от сил инерции и технологического сопротивления, которое можно выразить следующей общей зависимостью:

$$M_c(\varphi) = 24 + 12 \cos(2 / 16\varphi) \cdot$$



Список литературы

1. *Hsieh J.-F.* Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes // *Mechanism and Machine Theory*. – 2014. – Vol. 81. – P. 155–165. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.
2. *Eckhardt H.D.* Kinematic design of machines and mechanisms. – 1st ed. – New York: McGraw-Hill, 1998. – 620 p. – ISBN 0070189536. – ISBN 978-0070189539.
3. *Myszka D.H.* Machines and mechanisms: applied kinematic analysis. – 4th ed. – Pearson, 2012. – 576 p. – ISBN 0-13-215780-2. – ISBN 978-0-13-215780-3.
4. *Rao J.S., Duggipati R.V.* Mechanism and machine theory. – 2nd ed. – New Delhi: New Age International, 2008. – 600 p. – ISBN 812240426X. – ISBN 978-8122404265.
5. Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: a review / B. Zhu, X. Zhang, H. Zhang, J. Liang, H. Zang, H. Li, R. Wang // *Mechanism and Machine Theory*. – 2012. – Vol. 143. – P. 103622. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.
6. *Youssef H.A., El-Hofy H.* Machining technology: machine tools and operations. – Hoboken: Taylor & Francis Group, 2008. – 672 p. – ISBN 9781420043396.
7. *Shabana A.A.* Dynamic of multibody systems. – 4th ed. – Cambridge: Cambridge University Press, 2013. – 393 p. – ISBN 978-1107042650. – ISBN 1107042658.
8. *Erdman A.G., Sandor G.N.* Mechanism design: analysis and synthesis. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2001. – 688 p. – ISBN 0130408727. – ISBN 978-0130408723.
9. Advanced theory of mechanisms and machines / M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slousch. – 1st ed. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. – 396 p. – (Foundations of Engineering Mechanics). – ISBN 978-3-642-53672-4. – eISBN 978-3-540-46516-4. – DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.
10. *Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z.* Dynamics and control of machines. – 1st ed. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. – 235 p. – ISBN 978-3-642-53698-4. – eISBN 978-3-540-69634-6. – DOI: 10.1007/978-3-540-69634-6.
11. *Hendrickson C.T., Janson B.N.* A common network flow formulation for several civil engineering problems // *Civil Engineering Systems*. – 1984. – Vol. 1, iss. 4. – P. 195–203. – DOI: 10.1080/02630258408970343.
12. *Battarra M., Mucchi E.* Analytical determination of the vane radial loads in balanced vane pumps // *Mechanism and Machine Theory*. – 2020. – Vol. 154. – P. 104037. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104037.
13. *Neugebauer R., Denkena B., Wegener K.* Mechatronic systems for machine tools // *CIRP Annals*. – 2007. – Vol. 56, iss. 2. – P. 657–686. – DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007.
14. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series / C. Zhoua, B. Hua, S. Chenb, L. Mac // *Mechanism and Machine Theory*. – 2016. – Vol. 104. – P. 118–129. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.
15. Robust design optimization of the vibrating rotor-shaft system subjected to selected dynamic constraints / R. Stocki, T. Szolc, P. Tazowski, J. Knabel // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2012. – Vol. 29. – P. 34–44. – DOI: 10.1016/j.ymssp.2011.07.023.
16. A semi-analytical load distribution model for cycloid drives with tooth profile and longitudinal modifications / T. Zhang, X. Li, Y. Wang, L. Sun // *Applied Sciences*. – 2020. – Vol. 10, iss. 14. – P. 4859. – DOI: 10.3390/app10144859.
17. *Xu L.X., Chen B.K., Li C.Y.* Dynamic modeling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers // *Mechanism and Machine Theory*. – 2019. – Vol. 137. – P. 432–458. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.035.
18. Theoretical analysis of compliance and dynamics quality of a lightly loaded aerostatic journal bearing with elastic orifices / V. Kodnyanko, S. Shatokhin, A. Kurzakov, Y. Pikalov // *Precision Engineering*. – 2021. – Vol. 68. – P. 72–81. – DOI: 10.1016/j.precisioneng.2020.11.012.
19. *Mott R.L.* Machine elements in mechanical design. – 5th ed. – Pearson, 2013. – 816 p. – ISBN 0135077931. – ISBN 978-0135077931.
20. *Novotný P., Jonák M., Vacula J.* Evolutionary optimisation of the thrust bearing considering multiple operating conditions in turbomachinery // *International Journal of Mechanical Sciences*. – 2021. – Vol. 195. – P. 106240. – DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.106240.
21. A practical approach to motion control for varying inertia systems / T. Kaipio, L. Smelov, C. Morgan, N. Leighton // *Progress in system and robot analysis and control design* / ed. by S.G. Tzafestas, G. Schmidt. – London: Springer, 1999. – P. 195–204. – (Lecture Notes in Control and Information Sciences; vol. 243). – DOI: 10.1007/BFb0110545.
22. *Vulfson I.* Dynamics of cyclic machines. – Cham: Springer International, 2015. – 390 p. – (Foundations of Engineering Mechanics). – ISBN 978-3-319-12633-3. – eISBN 978-3-319-12634-0. – DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.
23. Graph-based modelling in engineering / ed. by S. Zawislak, J. Rysinski. – Switzerland: Springer International, 2017. – 247 p. – (Mechanisms and Machine Science; vol. 42). – ISBN 978-3-319-39018-5. – eISBN 978-3-319-39020-8. – DOI: 10.1007/978-3-319-39020-8.

24. Synthesis of irregular motion mechanisms for production machine drives / T.G. Martynova, V.Yu. Skeebe, Yu.I. Podgornyj, D.V. Lobanov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 843. – P. 012006. – DOI: 10.1088/1757-899X/843/1/012006.

25. Experimental determination of useful resistance value during pasta dough kneading / Yu.I. Podgornyj, T.G. Martynova, V.Yu. Skeebe, A.S. Kosilov, A.A. Chernysheva, P.Yu. Skeebe // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2017. – Vol. 87, iss. 8. – P. 082039. – DOI: 10.1088/1755-1315/87/8/082039.

26. Методика уравнивания роторов технологических машин / Ю.И. Подгорный, Т.Г. Мартынова, В.Ю. Скиба, Д.В. Лобанов, А.А. Жирова, А.Н. Бредихина, А.С. Косилов, Н.С. Печоркина // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2016. – № 2 (71). – С. 41–50. – DOI: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50.

27. Algorithm for determining the unbalances of continuous mixers rotors / Yu.I. Podgornyj, T.G. Martynova, V.Yu. Skeebe, D.V. Lobanov, N.V. Martyushev // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 1061. – P. 012071. – DOI: 10.1088/1742-6596/2061/1/012071.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

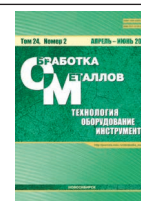
© 2022 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



Obrabotka metallov -

Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov





On the issue of limiting the irregular motion of a technological machine within specified limits

Yuriy Podgorniy^{1, 2, a, *}, Tatyana Martynova^{1, b}, Vadim Skeebe^{1, c}

¹Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

²Novosibirsk Technological Institute (branch) Moscow State University of Design and Technology, 35 Krasny prospect (5 Potaninskayast.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

^a  <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>,  pjui@mail.ru, ^b  <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>,  martynova@corp.nstu.ru,

^c  <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>,  skeebe_vadim@mail.ru

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 14 March 2022

Revised: 25 April 2022

Accepted: 15 May 2022

Available online: 15 June 2022

Keywords:

Production machine

Irregularity ratio

Drive moment

Moment of resistance

Moment of inertia

Process load

Funding

This study was supported by a NSTU grant (project No. TP-PTM-1_22).

Acknowledgements

Research were conducted at core facility "Structure, mechanical and physical properties of materials" (agreement with the Ministry of Education and Science No. 13.IQKII.21.0034, 075-15-2021-698).

ABSTRACT

Introduction. The problem of regulating speed fluctuations for any mechanism is essential, because the time interval of this movement is the working time during which the main technological operation is performed. In this case, the question may arise about the regulation of motion speeds both during acceleration, idling of the machine, and during the execution of the main technological operation. The main qualitative indicator of the satisfactory operation of any machine is the motion irregularity ratio, the value of which depends on the ratio of the maximum, minimum and average speeds of the drive shaft. Particularly acute is the problem of determining the motion irregularity ratio of the machine, taking into account the characteristics of the motor. In this case, the machine is considered as a system consisting of a single mass. The elasticity of the elements included in the machine is neglected. An analysis of the scientific literature in this area indicates that insufficient attention is paid to the study of rotation irregularities and its influence on the dynamics of mechanisms, especially when it comes to solving equations taking into account the characteristics of the motor. **The purpose of this work** is to develop a methodology that allows determining and regulate the non-uniform rotation of the drive shaft, taking into account the characteristics of the motor, the forces of useful resistance and the inertia of the masses of the mechanism. The relevance of the study is due to the lack of a unified methodology that allows adjusting the non-uniform rotation of the drive shaft at the stage of designing mechanisms of this type. **Theory and methods.** It is proposed to use the *Lagrange equation of the second kind* to determine the equation of machine motion in differential form. Mathematical simulation is carried out using the *Mathcad* and *KOMPAS-3D* application packages. **Results and discussion.** A methodology is presented that makes it possible to regulate the non-uniform rotation of the shaft. The *CAE* of the *Mathcad* system are used to determine the value of the irregularity ratio and patterns of change in these indicators are identified for total operating values that are in the range of 22–46 Nm. An analysis of the results of the calculations performed indicates that the irregularity ratio of the drive shaft rotation is 0.101. It is possible to change this ratio by changing the reduced moment of inertia by installing an additional flywheel or changing the torque of the motor shaft. The obtained results of the research made it possible to develop specific recommendations for the modernization of the drive designs for machines for mixing bulk materials and to outline ways for further research in this direction.

For citation: Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu. On the issue of limiting the irregular motion of a technological machine within specified limits. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2022, vol. 24, no. 2, pp. 67–77. DOI: 10.17212/1994-6309-2022-24.2-67-77. (In Russian).

References

1. Hsieh J.-F. Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, vol. 81, pp. 155–165. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.
2. Eckhardt H.D. *Kinematic design of machines and mechanisms*. 1st ed. New York, McGraw-Hill, 1998. 620 p. ISBN: 0070189536. ISBN: 978-0070189539.

* Corresponding author

Podgorniy Yuriy I., D.Sc. (Engineering), Professor
 Novosibirsk State Technical University,
 20 Prospekt K. Marksa,
 Novosibirsk, 630073, Russian Federation
Tel: +7 (383) 346-17-79, **e-mail:** pjui@mail.ru

3. Myszka D.H. *Machines and mechanisms: applied kinematic analysis*. 4th ed. Pearson, 2012. 576 p. ISBN: 0-13-215780-2. ISBN: 978-0-13-215780-3.
4. Rao J.S., Dukkupati R.V. *Mechanism and machine theory*. 2nd ed. New Delhi, New Age International, 2008. 600 p. ISBN: 812240426X. ISBN: 978-8122404265.
5. Zhu B., Zhang X., Zhang H., Liang J., Zang H., Li H., Wang R. Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: a review. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, vol. 143, p. 103622. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.
6. Youssef H.A., El-Hofy H. *Machining technology: machine tools and operations*. Hoboken, Taylor & Francis Group, 2008. 672 p. ISBN 9781420043396.
7. Shabana A.A. *Dynamic of multibody systems*. 4th ed. Cambridge, Cambridge University Press, 2013. 393 p. ISBN: 978-1107042650. ISBN: 1107042658.
8. Erdman A.G., Sandor G.N. *Mechanism design: analysis and synthesis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2001. 688 p. ISBN: 0130408727. ISBN: 978-0130408723.
9. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. *Advanced theory of mechanisms and machines*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2000. 396 p. *Foundations of Engineering Mechanics*. ISBN: 978-3-642-53672-4. eISBN: 978-3-540-46516-4. DOI: 10.1007/978-3-540-46516-4.
10. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. *Dynamics and control of machines*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2000. 235 p. ISBN: 978-3-642-53698-4. eISBN: 978-3-540-69634-6. DOI: 10.1007/978-3-540-69634-6.
11. Hendrickson C.T., Janson B.N. A common network flow formulation for several civil engineering problems. *Civil Engineering Systems*, 1984, vol. 1, iss. 4, pp. 195–203. DOI: 10.1080/02630258408970343.
12. Battarra M., Mucchi E. Analytical determination of the vane radial loads in balanced vane pumps. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, vol. 154, p. 104037. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104037.
13. Neugebauer R., Denkena B., Wegener K. Mechatronic systems for machine tools. *CIRP Annals*, 2007, vol. 56, iss. 2, pp. 657–686. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007.
14. Zhoua C., Hua B., Chenb S., Mac L. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 118–129. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.
15. Stocki R., Szolc T., Tazowski P., Knabel J. Robust design optimization of the vibrating rotor-shaft system subjected to selected dynamic constraints. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, vol. 29, pp. 34–44. DOI: 10.1016/j.ymsp.2011.07.023.
16. Zhang T., Li X., Wang Y., Sun L. A semi-analytical load distribution model for cycloid drives with tooth profile and longitudinal modifications. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10, iss. 14, p. 4859. DOI: 10.3390/app10144859.
17. Xu L.X., Chen B.K., Li C.Y. Dynamic modelling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, vol. 137, pp. 432–458. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.035.
18. Kodnyanko V., Shatokhin S., Kurzakov A., Pikalov Y. Theoretical analysis of compliance and dynamics quality of a lightly loaded aerostatic journal bearing with elastic orifices. *Precision Engineering*, 2021, vol. 68, pp. 72–81. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2020.11.012.
19. Mott R.L. *Machine elements in mechanical design*. 5th ed. Pearson, 2013. 816 p. ISBN: 0135077931. ISBN: 978-0135077931.
20. Novotný P., Jonák M., Vacula J. Evolutionary optimisation of the thrust bearing considering multiple operating conditions in turbomachinery. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2021, vol. 195, p. 106240. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2020.106240.
21. Kaipio T., Smelov L., Morgan C., Leighton N. A practical approach to motion control for varying inertia systems. *Progress in system and robot analysis and control design*. Ed. by S.G. Tzafestas, G. Schmidt. London, Springer, 1999, pp. 195–204. DOI: 10.1007/BFb0110545.
22. Vulfson I. *Dynamics of cyclic machines*. Cham, Springer International, 2015. 390 p. ISBN 978-3-319-12633-3. eISBN 978-3-319-12634-0. DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.
23. Zawislak S., Rysinski J. *Graph-based modelling in engineering*. Switzerland, Springer International, 2017. 247 p. ISBN 978-3-319-39018-5. eISBN 978-3-319-39020-8. DOI: 10.1007/978-3-319-39020-8.
24. Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Podgornyj Yu.I., Lobanov D.V. Synthesis of irregular motion mechanisms for production machine drives. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 843, p. 012006. DOI: 10.1088/1757-899X/843/1/012006.



25. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Kosilov A.S., Chernysheva A.A., Skeebe P.Yu. Experimental determination of useful resistance value during pasta dough kneading. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2017, vol. 87, iss. 8, p. 082039. DOI: 10.1088/1755-1315/87/8/082039.

26. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Lobanov D.V., Zhirova A.A., Bredikhina A.N., Kosilov A.S., Pechorkina N.S. Metodika uravnoveshivaniya rotorov tekhnologicheskikh mashin [The methods of technological machines' rotors balance]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2016, no. 2 (71), pp. 41–50. DOI: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50.

27. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Lobanov D.V., Martyushev N.V. Algorithm for determining the unbalances of continuous mixers rotors. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 1061, p. 012071. DOI: 10.1088/1742-6596/2061/1/012071.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2022 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).