Вестник научно-технического развития Bulletin of Science and Technical Development

Номер 7 (143), июль 2019 г.

DOI: 10.18411/vntr2019-143

Издается с 2007 года

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати,
телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

ISSN 2070-6847

*Журнал выпускается под научным руководством Федерального государственного
бюджетного учреждения науки Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН*

ОГЛАВЛЕНИЕ № 7 (143), 2019

Виктор Маирович Бозров, Владимир Исаакович Ивлев. К снижению колебаний крутящего момента пластинчатого пневмомотора.....стр. 3 – 12

Ольга Аскольдовна Волоховская, Ольга Владимировна Бармина. Влияние типа остаточного дисбаланса на виброактивность двухпролетного ротора с различной погнутостью оси при выбеге..... стр. 13 - 22

Vitaliy Krupenin. About one auto-resonance vibro-impact device.....стр. 23 - 29

Сергей Андреевич Поляков, Екатерина Михайловна Кулешова, Сергей Владимирович Рубцов, Лидия Ивановна Куксенова. Влияние вида смазочного материала на показатели энергоэффективности эвольвентных зубчатых передач.....стр. 30 -35

Издание зарегистрировано в Министерстве РФ по делам печати,
телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство о регистрации Эл. № ФС77-29768.

ISSN 2070-6847

УДК 62.522:62.387

К СНИЖЕНИЮ КОЛЕБАНИЙ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПЛАСТИНЧАТОГО ПНЕВМОМОТОРА

© Виктор Маирович Бозров, Владимир Исаакович Ивлев

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россияvmbzrv@bk.ru

Аннотация. Рассматривается задача определения взаимосвязи характеристик пластинчатого пневмомотора, таких как амплитуда и частота колебаний крутящего момента и удельный расход сжатого воздуха (энергоэффективность). Решение задачи осуществлялось на основе математической модели пневмомотора, основные параметры которой определялись методом векторной идентификации. В качестве критериев приняты разности расчетных и экспериментальных механических и расходных характеристик для различных давлений питания пневмомотора. Такой подход позволяет существенно снизить объем дорогостоящих экспериментальных работ при проектировании конструкции пневмомотора с заданными показателями.

Ключевые слова: пластинчатый пневмомотор, колебания крутящего момента, энергоэффективность.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-29-04401 офи_м).

CONCERNING AIR VANE MOTOR TORQUE RIPPLE REDUCTION

© V.M. Bozrov, V.I. Ivlev

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russiavmbzrv@bk.ru

Abstract. The problem of determining characteristics of a vane air motors, such as torque ripple and energy efficiency is considered. The solution of the problem was carried out on the basis of a mathematical model vane air motor, the main parameters of which were determined by the method of vector identification. This approach can significantly reduce the amount of expensive experimental work when designing a vane air motors with specified parameters.

Key words: air vane motor, torque ripple, energy efficiency.

Acknowledgements. The research was supported by Russian Foundation for Basic Research, project no. № 16-29-04401 офи_м.

Введение. Среди пневмомоторов (ПМ) объемного принципа действия, пластинчатые ПМ получили наиболее широкое распространение: они занимают более 75% рынка ПМ в диапазоне мощностей от 0,1 до 18 кВт. Это объясняется простотой и надежностью их

конструкции, относительно низкой стоимостью и высокой развиваемой мощностью на единицу веса и объема. Наиболее массовый сегмент использования пластинчатых ПМ – это ручной механизированный инструмент (винто- и гайковерты, шлифовальные машины, дрели, миксеры и т.д.). Применяются пластинчатые ПМ в фармацевтической и пищевой промышленности, т.к. этот тип ПМ может подвергаться мойке и стерилизации, а ПМ в специальном немагнитном исполнении используются в составе сервоприводов для работы в сильных магнитных полях магниторезонансных томографов [1].

При этом требования к техническим и эксплуатационным показателям пластинчатых ПМ постоянно повышаются. Одной из проблем, связанной с использованием пластинчатого ПМ для некоторых приложений, является наличие колебаний или пульсаций крутящего момента в пределах одного оборота вала. Возникновение этих колебаний связано с конечным числом рабочих камер ПМ, а также с резким изменением давления в камерах при их соединении с питающей или выхлопной магистралями. Колебания крутящего момента могут вызывать вибрации, которые негативно сказываются как на ресурсе самого ПМ, так и устройства, где он установлен. Так, для ручного механизированного инструмента, например, пневмошлифовальных машин и пневмодрелей возможно снижение качества обрабатываемых изделий, а также вредное влияние на рабочий персонал [2].

Отметим, что аналогичные проблемы с колебаниями крутящего момента характерны и для различных типов электромоторов (синхронных, асинхронных, постоянного тока) [3, 4]. Здесь для снижения амплитуды указанных колебаний используют как конструктивные решения, например, изменение формы и числа полюсов, так и более распространенные решения, основанные на формировании определенного закона изменения тока в обмотках электромотора с помощью питающего устройства.

Для решения поставленной задачи для пластинчатых ПМ, по аналогии с электромоторами, возможны только конструктивные решения, т.к. быстродействие современной пневматической арматуры не позволяет решать эту задачу на уровне управления давлением и расходом сжатого воздуха на входе в ПМ. Спектр конструктивных решений, направленных на снижение амплитуды колебаний крутящего момента, также весьма ограничен. Например, в [5] рассматривается конструкция пластинчатого ПМ с некруглым статором, геометрия которого рассчитывается из условия минимизации колебаний крутящего момента. Но это приводит к определенным технологическим проблемам, а также к повышенной нагрузке на пластины и сокращению их ресурса. Наиболее простое и часто используемое здесь решение – это увеличение числа пластин и соответственно числа рабочих камер ПМ. Но это, в свою очередь, приводит к росту потерь на трение пластин о статор и некоторому снижению рабочего объема камер, что снижает энергоэффективность ПМ. Таким образом, показатель, характеризующий колебания крутящего момента и показатель энергоэффективности, являются противоречивыми критериями качества работы пластинчатого ПМ.

Постановка задачи. Целью настоящей статьи является изложение методики решения задачи по снижению амплитуды колебаний крутящего момента без существенного уменьшения показателя энергоэффективности.

В каталогах продукции ведущих фирм – производителей пластинчатых ПМ (Atlas Copco, Ingersoll Rand, Deprag и т.д.) обычно приводятся их механические и расходные характеристики, т.е. зависимости развиваемого момента, мощности и расхода сжатого воздуха от установившейся угловой скорости при заданном давлении питания. Значения амплитуды колебаний крутящего момента для каждой конкретной модели не приводятся; т.е.

этот показатель не регламентирован. Заказчик может выбрать только модель с тем или иным количеством пластин.

Для получения желаемых характеристик при конструировании новых устройств с пластинчатыми ПМ, приходится делать несколько прототипов ПМ и выполнить достаточно большой объем дорогостоящих экспериментальных исследований. Для снижения затрат и объема этих работ получили развитие методы математического моделирования, позволяющие прогнозировать характеристики пластинчатых ПМ в зависимости от его геометрических параметров и давления питания [6–9]. При этом модели в указанных источниках отличаются степенью детализации как конструктивных деталей, так и в описании термодинамических процессов в рабочих камерах.

Поэтому решение поставленной задачи проводилось в следующей последовательности:

- определение механических и расходных характеристик конкретной модели ПМ на типовом экспериментальном стенде;
- получение адекватной математической модели пластинчатого ПМ;
- проведение процедуры векторной идентификации величин эффективных сечений питающего, выхлопного каналов и каналов перетечек и утечек, а также коэффициентов трения пластин о статор и пазы ротора;
- определение пульсаций крутящего момента и энергоэффективности ПМ с различным числом пластин и параметрами, определенными в процессе процедуры идентификации.

Понятно, что экспериментальное определение параметров ПМ, указанных в третьем пункте, представляет собой достаточно сложную задачу.

Экспериментальный стенд. Конструктивная схема механической части стенда показана на рис.1. Стенд состоит из жесткой металлической рамы, на которой соосно закреплены пневмомотор РП42-55, датчик крутящего момента и угловой скорости ТМ-307, а также нагружающее устройство – электромагнитный тормоз с воздушным охлаждением АНВ-12. Валы ПМ, датчика и тормоза соединены при помощи компенсирующих муфт МС-5-2470. Датчик, тормоз и муфты – изделия фирмы ‘Magtrol’ (ФРГ).

Рис.1. Механическая часть экспериментального стенда. 1 – пневмомотор, 2 – компенсирующая муфта, 3 – датчик крутящего момента и угловой скорости, 4 – электромагнитный тормоз.

Сигнал с датчика подавался на регистрирующее устройство ОВЕН ТРМ136-К.Щ7 (Россия), с которого считывались установившиеся значения крутящего момента и угловой скорости. Пневматическая часть стенда (на схеме не показана) состоит из фильтра – осушителя, регулятора давления, лубрикатора, маслоотделителя, установленного на выхлопе ПМ. Расход сжатого воздуха измерялся расходомером “Testo-6460” (ФРГ). Эксперименты проводились при настройке маслораспылителя на подачу 35 – 40 мм³ масла “BEZAN- пневмо” на 1 м³

сжатого воздуха (в пересчете на нормальные условия). Снятие показаний проводилось в диапазоне угловых скоростей от 400 до 1800 с⁻¹ для давлений питания 0,5 МПа и 0,6 МПа. Мощность определялась как произведение измеряемого крутящего момента на угловую скорость ω .

На рис.2 представлены экспериментальные (отмечены маркерами и соединенные линиями) механические и расходные характеристики – зависимости развиваемой мощности N и потребляемого расхода сжатого воздуха G от установившейся угловой скорости, а также удельного расхода q (расход на единицу развиваемой мощности), который позволяет судить об энергоэффективности ПМ. Кривые 1; 2; 3 – соответственно мощность, расход и удельный расход для ПМ при давлении питания 0,5 МПа. Кривые 4; 5; 6 – аналогичные зависимости при давлении питания 0,6 МПа.

Полученные экспериментальные данные использовались для проведения процедуры идентификации параметров ПМ, входящих в его математическую модель.

Математическая модель пластинчатого ПМ (схема показана на рис.3 и рис.4) состоит из следующей системы уравнений и соотношений:

- двух дифференциальных нелинейных уравнений первого порядка переменной структуры, описывающих изменения давления и температуры в каждой рабочей камере ПМ, полученных соответственно на основании закона сохранения энергии для сжатого воздуха в рабочей камере и уравнения состояния в дифференциальной форме. Каждая рабочая камера ПМ рассматривается как проточная полость переменного объема с изменяемыми проходными сечениями на впуске и выхлопе;
- геометрических соотношений, описывающих закон изменения объема рабочих камер, положение центра тяжести пластин как функцию угла поворота вала ПМ;
- соотношений Сен-Венана для расходов сжатого воздуха на входе в ПМ и на выхлопе, а также для расходов перетечек сжатого воздуха через зазоры между камерами и утечек в атмосферу;
- логических соотношений, описывающих условие подключения каждой рабочей камеры к напорной магистрали и выхлопу, как функцию угла поворота вала и углов воздушораспределения;
- уравнение движения вала ПМ;
- соотношений, описывающих потери на трение в подшипниках, а также сил, действующих на пластину, при ее движении в пазе ротора.

Уравнения и соотношения, оговоренные выше, достаточно подробно описаны в [9, 10]. Ниже более подробно остановимся на уравнении движения вала, т.к. предлагаемый подход позволяет более точно вычислять потери на трение в пластинчатом ПМ, чем это было сделано в [5-8].

Уравнение движения ротора ПМ составлено на основании уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M \quad (1)$$

где φ – угол поворота ротора, отсчитываемый от вертикальной оси (см. рис.3) и однозначно определяющий положение пластин 1 в пазах ротора 2, установленного эксцентрично в статор 3. Ротор вращается в подшипниках 4, установленных в боковых крышках 5.

Рис.2. Экспериментальные и идентифицированные расчетные механические характеристики ПМ

Рис.3. Схема пластинчатого неперевсивного ПМ

Рис.4. Схема нагружения пластины

Кинетическая энергия T в (1) определяется как сумма кинетических энергий вращения ротора и пластин в относительном и переносном движениях

$$T = \frac{1}{2} [J_0 \omega^2 + \sum_{i=1}^Z m (e \omega \sin \varphi_i)^2 + \sum_{i=1}^Z m (R_{1i} - e \cos \varphi_i)^2 \omega^2] \quad (2)$$

где J_o – момент инерции ротора, m – масса пластины, e – эксцентриситет, z – число пластин, $\varphi_i = \varphi_1 + 2\pi(i-1)/z$ – угол, определяющий положение i -ой пластины. Величина радиус-вектора от центра ротора до точки касания пластины со статором равна $R_{2i} = R_c - e \cos \varphi_i$ [15], где R_c – радиус статора. Величина R_{1i} – радиус-вектор центра тяжести пластины. Для случая прямоугольной пластины $R_{1i} = R_{2i} - b/2$

(b – высота пластины). Величина $e\omega \sin \varphi_i$ – скорость i -ой пластины относительно паза ротора.

Обобщенный момент M в формуле (1) вычисляется как $M = M_d - M_m - M_n$, где: M_d – движущий момент, M_m – момент трения, который в свою очередь складывается из величин моментов трения в подшипниках M_p и момента от трения пластин о статор и пазы ротора, M_n – момент полезной нагрузки.

Движущий момент, создаваемый i -ой пластиной от давления сжатого воздуха в двух соседних камерах p_i и p_{i+1} (см. рис.4) равен $M_{di} = (p_i - p_{i+1})[(R_{2i})^2 - r^2] l/2$,

где r , l – радиус ротора и его длина.

Момент трения в подшипниках определяется по эмпирической зависимости, приведенной в [16]

$$M_p = f_t F_p(p_m, \omega) d/2 + 0,979 \cdot 10^{-10} f_c (v \cdot n)^{2/3} D^3, \quad (3)$$

где $F_p(p_m, \omega)$ – радиальная нагрузка на подшипник как функция давления питания и угловой скорости (для рассматриваемой модели ПМ она дана в [8]), $d=12$ мм – внутренний диаметр подшипника, $f_t = 0,002$ (коэффициент трения для шарикового радиального подшипника), f_c – коэффициент, зависящий от способа смазывания подшипника, $v = 35$ мм/с – кинематическая вязкость масла, n – число оборотов в минуту, $D = 22$ мм – диаметр, проходящий по центрам тел качения.

Приведенный момент от сил трения пластины о статор и пазы ротора определяется следующим образом. На рис.4 приведена схема приложения сил, действующих на пластину. Здесь N_1 , N_2 и N_3 – реакции сил в точках касания пластины со статором и пазами ротора; $F_1 = k_1 N_1 \cos \beta$; $\beta = \arcsin(e \sin \varphi / R_c)$; $F_2 = k_2 N_2$; $F_3 = k_2 N_3$ – соответствующие силы трения, k_1 и k_2 – коэффициенты трения. Инерционные силы, приложенные к центру масс пластины: $F_4 = m \omega^2 (R_1 - e \cos \varphi)$ – центробежная сила, $F_5 = m e [(d\omega/dt) \sin \varphi + \omega^2 \cos \varphi]$ – инерционная сила от радиального движения пластины, $F_6 = 2m \omega^2 \sin \varphi$ – кориолисова сила.

Для данной конструкции ПМ можно считать, что силы от давления сжатого воздуха, действующие на торцы пластины, уравновешивают друг друга. Составляя три уравнения равновесия пластины, а именно, сумму проекций сил на ось пластины, на ортогональное направление и сумму моментов сил относительно точки А, получаем систему уравнений для определения N_1 , N_2 и N_3 . Приведенный момент от сил трения, действующих на пластину

$$M_t = F_1 (R_c - e \cos \varphi_i) + (F_2 + F_3) e \sin \varphi_i.$$

Окончательное выражение для уравнения движения ротора здесь не приводится ввиду его громоздкости. Численные значения параметров ПМ РП42-55 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные конструктивные параметры ПМ РП42-55

Конструктивный параметр	Значение
Длина статора	55 мм
Внутренний диаметр статора	32 мм
Диаметр ротора	26,6 мм
Эксцентриситет	2,7 мм
Высота/толщина пластины	10,7/2,5 мм
Угол начала впуска	35 град.
Угол окончания впуска	72 град.
Угол начала выхлопа	210 град.
Угол окончания выхлопа	315 град.

Процедура векторной параметрической идентификации основана на методе исследования пространства параметров [12] путем сопоставления экспериментальных и расчетных характеристик ПМ для восстановления значений искомых параметров в рамках принятой математической модели, с учетом критериальных и параметрических ограничений. Данный подход реализован в программном комплексе MOVI (Multicriteria Optimization and Vector Identification) [13]. Использование этого метода позволяет существенно сократить объем экспериментальных работ и соответственно снизить (в десятки раз) их стоимость, так как определение параметров ПМ, от которых зависят термодинамические и механические потери, представляет собой достаточно сложную задачу.

Здесь в качестве данных для сравнения приняты расчетные значения мощности на валу $N_{1j}(\omega)$ и потребляемого расхода $G_{1j}(\omega)$ и соответствующие им экспериментальные значения указанных показателей (с индексом 2), при давлении питания $p_m = 0,5$ МПа ($j=1$) и $p_m = 0,6$ МПа ($j=2$). В качестве критериев соответствия приняты величины их максимального расхождения

$$\Delta_1 \geq \max \left| N_{1j}(\omega_i) - N_{2j}(\omega_i) \right|, \\ \Delta_2 \geq \max \left| G_{1j}(\omega_i) - G_{2j}(\omega_i) \right|,$$

где индекс i означает значение величины в точке с номером, при дискретизации исследуемого интервала изменения угловой скорости ротора ($i=1-12$). В качестве искомых параметров математической модели были взяты коэффициенты трения k_1 , k_2 , а также эффективные площади сечений каналов на входе в ПМ – f_m , на выхлопе – f_v , утечек из камеры – f_u и перетечек между полостями – f_p . На первом этапе при использовании программного комплекса MOVI величины Δ_1 и Δ_2 задаются достаточно произвольно. Если в результате расчетов в таблице испытаний нет Парето–оптимального вектора решений (k_1 , k_2 , f_m , f_v , f_u , f_p), то следует увеличить Δ_1 и Δ_2 . Если Парето–оптимальных векторов несколько, то надо уменьшить Δ_1 и Δ_2 так, чтобы остался один Парето–оптимальный вектор, который и даст искомые значения параметров. Было проведено несколько серий расчетов с числом испытаний от 256 до 2048 (для большей достоверности) и диапазоне изменения параметров $k_1 = 0,1 - 0,2$; $k_2 = 0,1 - 0,2$; $f_m = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - 41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_v = 42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 - 240 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_u = 0 - 37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_p = 0 - 37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. В результате получены следующие значения: $k_1 = 0,145$, $k_2 = 0,132$; $f_m = 24,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_v = 97,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_u = 4,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $f_p = 8,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. На рис.5 представлены рассчитанные по идентифицированной математической модели графики развиваемой мощности, потребляемого расхода и удельного расхода для давлений питания 0,5 МПа

(кривые 7,8,9) и 0,6 МПа (кривые 10,11,12). Совпадение расчетных и экспериментальных кривых вполне удовлетворительно.

Основные результаты. На основании определенных методом идентификации коэффициентов трения пластины о статор и пазы ротора, а также эффективных сечений каналов для ПМ с $z=4$ с помощью математической модели рассчитаны характеристики ПМ с другим числом пластин в предположении, что идентифицированные параметры остаются неизменными. Была проведена серия расчетов по представленной выше математической модели пластинчатого ПМ с различным числом пластин: от 4 до 9. Результаты расчетов представлены в таблице 2 и на рис.5. Анализ показывает, что увеличение числа пластин приводит к определенному снижению амплитуды колебаний крутящего момента в пределах одного оборота вала ($\delta = M_{\max} - M_{\min}$), и увеличению частоты этих колебаний, которая напрямую связана с числом пластин и угловой скоростью (см. рис.6).

Таблица 2

Показатели в номинальном режиме работы ПМ

z	$\omega, \text{с}^{-1}$	$N_{\max}, \text{кВт}$	$q, \text{м}^3/(\text{мин кВт})$	$\delta = M_{\max} - M_{\min}, \text{Нм}$
4	1000	0,73	1,41	0,13
5	950	0,66	1,5	0,1
6	850	0,55	1,74	0,25
7	800	0,51	1,86	0,095
8	750	0,46	2,08	0,065
9	700	0,41	2,33	0,016

Рис.5. Расчетные графики механических характеристик ПМ при различных числах пластин

Рис.6. Расчетные колебания крутящего момента по углу поворота ротора ПМ

Из графиков видно, что лучшие результаты получаются при нечетном числе пластин, поэтому в пневмо- и гидромоторах стараются применять нечетное число рабочих полостей. С другой стороны, увеличение числа пластин приводит к снижению развиваемой мотором мощности и увеличению удельного расхода, характеризующего энергоэффективность. Для исследуемого ПМ увеличение числа пластин более 5 приводит к незначительному

снижению колебаний крутящего момента, но при этом значительно возрастает удельный расход, т.е. снижается энергоэффективность. При этом номинальный режим работы ПМ с большим числом пластин смещается в область более низких угловых скоростей.

Результаты, представленные в таблице 2, получены для фиксированных углов воздухораспределения в соответствии с техническим паспортом мотора РП42-55 с числом пластин $z=4$. С изменением числа пластин оптимальные значения этих углов могут принимать несколько иные значения. С помощью программы MOVI были проведены оптимизационные расчеты углов окончания впуска и начала выхлопа для ПМ с числом пластин $z=4-9$. В качестве критериев качества были выбраны: развиваемая мощность $N \geq N_I$; удельный расход $q \leq q_I$; и амплитуда колебаний крутящего момента $\delta \leq \delta_I$ (критерии с индексом 1 относятся к ПМ согласно таблицы 2). Более подробно процедура оптимизации параметров ПМ описана в [14]. Результаты расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 3

Показатели в номинальном режиме работы ПМ с оптимизированными значениями углов воздухораспределения

Число пластин z	Угловая Скорость ω , с^{-1}	Мощность N_{max} , кВт	Удельный расход q , $\text{м}^3/(\text{мин кВт})$	$M_{\text{max}} - M_{\text{min}}$, Нм	Угол окончания впуска, град.	Угол начала выхлопа, град.
4	1000	0,72	1,42	0,128	70	221
5	950	0,7	1,51	0,08	90	214
6	850	0,63	1,7	0,2	92	205
7	850	0,614	1,77	0,023	97	206
8	800	0,54	1,96	0,016	89	223
9	750	0,435	2,27	0,011	78	243

Как видно из таблицы 3, правильный выбор углов воздухораспределения позволяет заметно снизить амплитуду колебаний крутящего момента ПМ и улучшить показатели мощности и удельного расхода сжатого воздуха.

Заключение. Представленное решение задачи по определению величины колебаний крутящего момента пластинчатого ПМ основано на использовании его детализированной математической модели, ряд параметров которой определялся методом векторной идентификации путем сравнения расчетных и экспериментальных механических и расходных характеристик ПМ. Такой подход позволяет существенно снизить объем экспериментальных работ и обеспечить удовлетворительную точность расчетных показателей, полученных при использовании математической модели.

Показано, что увеличение числа пластин без правильного подбора углов воздухораспределения приводит к незначительному снижению амплитуды колебаний крутящего момента ПМ, но при этом существенно возрастает удельный расход сжатого воздуха, т.е. снижается энергоэффективность. Данный результат получен для модели ПМ с достаточно высокой номинальной угловой скоростью (порядка 1000 с^{-1}), где потери на трение пластин весьма значительны. В следующих работах предполагается учитывать, что при увеличении числа пластин снижается изгибающая нагрузка из-за уменьшения перепада давлений и пластины можно делать тоньше и, соответственно, легче, что, в свою очередь, снизит потери на трение.

В дальнейшем планируется провести аналогичную работу с моделями пластинчатых ПМ, имеющих другие соотношения геометрических параметров и, соответственно, другие номинальные обороты и мощности, а также со специальным антифрикционным покрытием рабочей поверхности статора и композиционным материалом пластин, обеспечивающим большую прочность на изгиб при меньшей толщине и, соответственно, массе.

Список литературы

1. Geurts P. Development of a vane motor servo system for precision positioning in an MR- and CT- environment// MSc Report. - University of Twente, Netherlands, 2017. 71p. https://essay.utwente.nl/73519/1/geurts_MA_EEMCS.pdf
2. Patvin J., Agnew M., Woert C. An ergonomic comparison of pneumatic and electrical pistol grip hand tools// Int. Journal of Industrial Ergonomics. – 2004. – 34. - P. 467 – 478.
3. Томасов В.С., Ловлин С.Ю., Егоров А.В. Алгоритмы компенсации пульсаций момента прецизионного электропривода на базе синхронной машины с постоянными магнитами// Научно – технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2013. - №2(84). - С. 77 – 83.
4. Qian S., et al. Torque Ripple Minimization in PM Synchronous Motors Using Iterative Learning Control// Trans. Power Electron. – 2004. - 19(2). - P. 272 – 279.
5. Chen-Wei Cheng et al. Modeling and Design of Air Vane Motors for Minimal Torque Ripples// J. of Mechanical Design. – 2012. - Vol. 134. - P. 051003-1 – 051003-10.
6. Carfagni M., Furferi R., Volpe Y. A novel tool for pneumatic spindle design// Proc. of the IMProve 2011 Int. conf. on Innovative Methods in Product Design. - Venice, Italy, 2011. - P.266-271.
7. Luo X., Wang J., Spanin L. Development of a Mathematical Model for Vane-type Air Motors with Arbitrary N vanes// Proc. of the world Congress on Engineering. – London, 2008. - V.1. - P. 362-367.
8. Merkelboch S., Mas I., Murrenhoff H. Mathematical Modeling of pneumatic vane motor in Matlab/Simulink// The 10-th IFPS Int. Symp. of Fluid Power. - Fukuoka, Japan, oct. 24-27 2017. - P. 2B20; 1 – 10.
9. Ивлев В.И., Бозров В.М. Модификация пластинчатого пневмомотора для работы на сжатом воздухе без распыления смазки// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. - №4. - С.20 – 24.
10. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. - М.: Машиностроение, 1985. -256 с.
11. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х томах. Том 2. – М.: Машиностроение, 2006. - 960 с.
12. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. - М.: Дрофа, 2006. -176 с.
13. Статников Р.Б., Матусов И.Б. О недопустимых, допустимых и оптимальных решениях в задачах проектирования// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. - №4. - С.10 – 19.
14. Ивлев В.И., Бозров В.М., Мисюрин С.Ю., Нелюбин А.П. Выбор параметров пневмомотора на основе методов многокритериальной оптимизации и поддержки принятия решений// Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. - №5. - С. 12 – 18.

Дата поступления: 2 июля 2019 г.

УДК 621.165

ВЛИЯНИЕ ТИПА ОСТАТОЧНОГО ДИСБАЛАНСА НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ ДВУХПРОЛЕТНОГО РОТОРА С РАЗЛИЧНОЙ ПОГНУТОСТЬЮ ОСИ ПРИ ВЫБЕГЕ

© Ольга Аскольдовна Волоховская, Ольга Владимировна Бармина

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
olgaavol@yandex.ru, barminao@yandex.ru

Аннотация. Работа посвящена сравнительной оценке виброактивности исходно погнутого двухпролетного ротора при двух типах остаточного дисбаланса (сосредоточенного в центре каждого пролета и кососимметричного относительно середины каждого из пролетов), различно расположенных по отношению к кривой исходного прогиба двух видов при переходных колебаниях на низших критических скоростях при выбеге. Показано, что влияние кососимметричного дисбаланса на амплитуды переходных колебаний валопровода при выбеге особенно существенно для собственных частот, которым соответствуют формы колебаний с узлами вблизи середины каждого из пролетов. Модель соответствует системе «ротор высокого давления - совмещенный ротор средне-низкого давления» турбоагрегата. Расчеты амплитуд проведены для соответствующей системы турбины К-300-23.5 ЛМЗ. Полученные результаты проанализированы.

Ключевые слова: погнутость ротора, кососимметричный дисбаланс, симметричный дисбаланс, выбег ротора, амплитуды вынужденных колебаний, тепловая проба.

THE INFLUENCE OF THE RESIDUAL IMBALANCE TYPE IN VIBROACTIVITY OF TWO-SPAN ROTOR WITH VARIOUS CURVATURE OF THE AXIS UNDER RUNDOW

© O.A. Volorhovskaya, O.A. Barmina

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russia
olgaavol@yandex.ru, barminao@yandex.ru

Abstract. The work is devoted to a comparative assessment of the vibroactivity of the initially bent two-span rotor with two types of residual imbalance (concentrated in the middle of each span and skew-symmetrical relative to the middle of each span), differently located with respect to the initial deflection curve of the two types during transient oscillations at lower critical speeds under rundown. It is shown that the influence of the skew-symmetric imbalance on the amplitudes of the transient oscillations of the shafting during the rundown is especially significant for the natural frequencies, which correspond to the vibration forms with nodes near the middle of each span. The model corresponds to the "high pressure rotor - a combined medium-low pressure rotor" system of a turbine unit. The amplitudes were calculated for the corresponding K-300-23.5 LMZ turbine system of LMP (Leningrad Metallic Plant). The obtained results are analyzed.

Key words: *curvature of the rotor, skew-symmetric imbalance, symmetric imbalance, the rotor rundown, amplitude of forced oscillations, thermal test.*

Исследование влияния кососимметричного дисбаланса на амплитуды переходных колебаний валопровода при выбеге особенно важно для проходимых турбоагрегатом (ТА) собственных частот, которым соответствуют формы колебаний с узлами на каждом из пролетов. Сопоставление амплитуд, вызываемых кососимметричным и симметричным дисбалансами на этих частотах в точках установки системы «ротор высокого давления - совмещенный ротор средне-низкого давления» («РВД-РСНД») на подшипники, позволит судить о целесообразности расчета ее виброактивности при присутствии кососимметричного дисбаланса.

В статье далее рассматриваются только расположенные в серединах пролетов или кососимметрично относительно середин пролетов сосредоточенные неуравновешенности, так как в предыдущих работах [1,2] было показано, что распределенные равномерно по пролетам неуравновешенности той же величины, что и сосредоточенные, вызывают на критических скоростях меньшие амплитуды вынужденных колебаний. Некоторые родственные проблемы рассмотрены в работах [3-8].

Физическая модель и расчетная схема высокотемпературного отдела валопровода «РВД-РСНД». Как и в предыдущих исследованиях примем, что каждый из роторов моделируемого участка валопровода представлен безинерционным валом, несущим на себе сосредоточенные массы, суммарный вес которых равен весу соответствующего ротора. Изгибные жесткости валов предполагаются известными. Моделируемый двухпролетный ротор покоится на трех подшипниках и отнесен к неподвижной системе осей $Oxuz$. Оси Ox , Oy представляют собой главные оси жесткости наиболее нагруженного среднего подшипника, при этом Ox – ось минимальной жесткости подшипника, Oy – ось максимальной жесткости подшипника.

Для моделирования кривой исходного прогиба валопровода принята гипотеза о том, что температурные или обусловленные несоблюдением правил эксплуатации изменения приобретает только РВД, при этом кривые его прогиба и результирующего прогиба валопровода в подшипниках представляют собой плоские кривые, лежащие в плоскостях yOz или xOz .

На рис. 1 представлена исходная форма оси свободного от нагрузок валопровода «РВД-РСНД» (кривая O_1BC), состоящего из первоначально погнутого РВД (линия прогиба - пунктирная линия O_1B) и присоединенного жесткой муфтой прямолинейного (не погнутого) РСНД (линия BC). На рис.1 величина δ - это стрелка погнутого РВД в период выбега ротора при останове ТА, отрезок $O_1O = f$ - максимальное значение смещения оси погнутого ненагруженного РВД, соединенного муфтой с РСНД. Величина $\alpha = f/\delta$ может быть названа параметром формы кривой начального прогиба РВД.

Рис. 1. Расчетная схема системы «РВД - РСНД» и исходная линия оси РВД после снятия его с левой опоры (O_1BC).

Форма кривой этого прогиба не может быть предсказана заранее, так как зависит от большого числа различных и не всегда известных факторов, подробно перечисленных в [1, 2]. Из всей выборки рассмотренных в [2] теоретически возможных форм неустранимого прогиба ротора высокого давления для дальнейших расчетов были выбраны два варианта, соответствующих наибольшему α_1 и наименьшему α_2 значениям параметра формы α

$$\text{вариант 1} \quad w_1 = f_1 \left(\sin \frac{\pi z}{2l} - 1 \right); \quad 0 < z < l, \quad \alpha_1 = \frac{f_1}{\delta} = 4,75. \quad (1)$$

$$\text{вариант 2} \quad w_2 = \delta \sin \frac{\pi z}{l} + f_2 \left(\frac{z}{l} - 1 \right); \quad 0 < z < l, \quad \alpha_2 = \frac{f_2}{\delta} = \pi \cong 3,14. \quad (2)$$

На рис. 2. приведены линии прогиба системы «РВД – РСНД», установленной на сегментных подшипниках с параметрами, представленными соотношениями (3), для двух видов первоначального прогиба РВД w_1 и w_2 и возможные варианты расположения сосредоточенных неуровновешенностей на пролетах при разных видах симметричного и кососимметричного дисбаланса. При расчетах стрелка неустранимых прогибов в соответствии с нормами на тепловую пробу была выбрана равной $\delta = 20$ мкм. Варианты симметричного дисбаланса (в центре каждого из пролетов обоих роторов) - А, Б, АБ, БА; варианты Ф и П соответствуют двум наиболее виброактивным видам кососимметричного дисбаланса системы «РВД-РСНД», образованным из кососимметричных дисбалансов каждого из роторов.

Из рис. 2 следует, что после постановки жестко соединенного двухпролетного валопровода в сегментные подшипники наибольший статический прогиб как вдоль оси Ox , так и вдоль оси Oy для обоих рассмотренных вариантов w_1 и w_2 неустранимого прогиба РВД наблюдается в средней части пролета РВД. Установлено, что величины результирующего прогиба валопровода обратно пропорциональны значению параметра формы кривой $\alpha = f/\delta$ исходного прогиба РВД (рис. 1): для рассмотренной в расчетах выборки кривых они оказались минимальны для прогиба с параметром формы $\alpha_2 = \pi = 3,14$ и максимальны для $\alpha_1 = 4,75$.

Рис. 2. Вид результирующих прогибов валопровода и расположение дисбалансов: 1, 2 – при прогибе РВД w_1 ($\alpha_1 = 4,75$) в направлении оси Ox и Oy , соответственно; 3, 4 – при прогибе w_2 ($\alpha_2 = 3,14$) в направлении оси Ox и Oy , соответственно. А, Б, АБ, БА - варианты расположения неуравновешенностей при симметричном дисбалансе; Ф, П - варианты расположения наиболее виброактивных кососимметричных дисбалансов.

Расчет колебаний двухпролетного ротора при выбеге для выбранных вариантов начального прогиба РВД. Значения физических параметров системы в расчетном примере соответствуют системе «РВД-РСНД» валопровода турбины К-300-23.5 ЛМЗ: длина каждого из пролетов $l = 5,5$ м; масса РВД $M_1 = 9600$ кг; масса РСНД $M_2 = 17800$ кг; дискретные массы $m_1 = 500$ кг, $m_2 = 2800$ кг, $m_3 = 3000$ кг, $m_4 = 2800$ кг, $m_5 = 1000$ кг, $m_6 = 3000$ кг, $m_7 = 5000$ кг, $m_8 = 8800$ кг, $m_9 = 500$ кг; приведенная жесткость вала РВД $EI_1 = 5,15 \cdot 10^8$ Н/м, приведенная жесткость вала РСНД $EI_2 = 18,025 \cdot 10^8$ Н/м. Рассмотренные варианты кривых неустранимого прогиба РВД определяются формулами (1) и (2).

Значения параметров для подобранных по методике [9] подшипников для рассматриваемого примера представлены соотношениями (3). Для расчетов были выбраны сегментные шестиколодочные подшипники, так как они имеют меньшие коэффициенты демпфирования по сравнению с эллиптическими и, следовательно, приводят к меньшим энергетическим потерям в системе.

$$\begin{aligned}
 i = 1 & \quad c_{11} = 0,127 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 0,348 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,267 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 0,440 \cdot 10^6 \text{ кг/с}; \\
 i = 2 & \quad c_{11} = 0,172 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 1,368 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,366 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 2,453 \cdot 10^6 \text{ кг/с}; \\
 i = 3 & \quad c_{11} = 0,164 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 1,038 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,352 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 1,917 \cdot 10^6 \text{ кг/с}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Из проведенных в [1] расчетов следует, что у системы «РВД – РСНД» имеется по пять собственных частот, лежащих ниже рабочей скорости вращения, а именно

$$\begin{array}{ll} \text{три по оси } Ox & p_{1x}=110,9 \text{ рад/с}, \quad p_{2x}=136,9 \text{ рад/с}, \quad p_{3x}=295,0 \text{ рад/с}; \\ \text{две по оси } Oy & p_{1y}=178,7 \text{ рад/с}, \quad p_{2y}=213,3 \text{ рад/с}. \end{array} \quad (4)$$

Соответствующие им безразмерные нормированные собственные формы колебаний валопровода вдоль осей Ox и Oy вида [9]

$$\varphi_k^*(z_j) = \varphi_k(z_j) / \{m_j [\varphi_k(z_j)]^2\}^{1/2}, \quad (5)$$

где k – номер собственной частоты ротора в сегментных подшипниках для каждой из главных плоскостей колебаний, z_j – абсцисса массы m_j ($j=1, \dots, 9$) в модели валопровода (рис. 1), приведены на рис. 3.

Из рис. 3 следует, что среди пяти собственных частот, проходимых ТА при выбеге, имеется одна – $p_{3x}=295,0$ рад/с, которой соответствует форма колебаний $\varphi_{3x}^*(z_j)$ с двумя узлами вблизи середин пролетов РВД и РСНД. Именно эта собственная форма может возбуждаться при наличии в системе «РВД – РСНД» кососимметричного дисбаланса типа Φ или Π (рис. 2) и вызывать превышающие нормы ISO (International Standards Organization) амплитуды колебаний на подшипниках.

Рис. 3. Низшие собственные формы колебаний системы «РВД-РСНД»: по оси Ox : 1 – $\varphi_1^*(z_j)$, 2 – $\varphi_2^*(z_j)$, 3 – $\varphi_3^*(z_j)$; по оси Oy : 4 – $\varphi_1^*(z_j)$, 5 – $\varphi_2^*(z_j)$.

Расчет резонансных колебаний системы «РВД - РСНД» при выбеге ТА проводился, как и в [1,2], на основе методики, предложенной в [9] для резонансных амплитуд колебаний ротора с сосредоточенными дисбалансами

$$A_j = \varphi_{j(k)}(p_{(k)} / H_{(kk)}) \cdot \chi_{(k)}. \quad (6)$$

Здесь A_j – амплитуда в точке $z = z_j$ расположения j -той сосредоточенной массы на оси ротора (рис. 1), $\varphi_{j(k)}$ – значение k -той ненормированной главной формы колебаний в точке $z = z_j$ (здесь и далее по индексам в скобках суммирование не проводится), $p_{(k)}$ – собственная частота колебаний, $H_{(kk)}$ – приведенный коэффициент демпфирования для колебаний по форме k , $\chi_{(k)}$ – параметр возбуждения при колебаниях по форме k .

Приведенный параметр демпфирования $H_{(kk)}$ для модели «РВД – РСНД» на рис. 1 выражается соотношением [9]

$$H_{(kk)} = b^1 \varphi_{1k}^2 + b^5 \varphi_{5k}^2 + b^9 \varphi_{9k}^2, \quad (7)$$

где φ_{1k} , φ_{5k} , φ_{9k} – значения главных форм колебаний ротора на трех опорах, расположенных в точках 1, 5 и 9 на рис. 1 для каждой из плоскостей xOz и yOz , соответственно; $b^j = b_{11}^j$ – коэффициент демпфирования для подшипника с номером j при колебаниях в плоскости xOz , $b^j = b_{22}^j$ – при колебаниях в плоскости yOz , ($j = 1, 5, 9$).

Параметр $\chi_{(k)}$ меры возбуждения колебаний в системе «РВД – РСНД» при резонансе $\chi_{(k)}$, включает в себя влияние неуровновешенностей, приобретенных за счет неустраняемого прогиба $u(z) = f\tilde{u}(z)$ (рис. 2), и остаточных неуровновешенностей масс с эксцентриситетами e_j ($j = 1, 2, \dots, 9$)

$$\chi_k = \chi_k^f + \chi_k^\varepsilon; \quad \chi_k^f = f \sum_{j=1}^9 m_j \tilde{u}(z_j) \varphi_{jk}; \quad \chi_k^\varepsilon = \sum_{j=1}^9 m_j e_j \varphi_{jk}. \quad (8)$$

Варианты рассмотренных далее типов кососимметричных дисбалансов системы «РВД-РСНД» представлены соотношениями (8). При этом буквой Φ обозначен дисбаланс, находящийся в фазе с дисбалансом от прогиба РВД (рис. 2), буквой Π – дисбаланс, находящийся в противофазе с дисбалансом от прогиба РВД, буквами $\Phi\Pi$ обозначено сочетание дисбаланса Φ на пролете РВД и дисбаланса Π для РСНД, буквами $\Pi\Phi$ – сочетание дисбаланса Π на пролете РВД и дисбаланса Φ для РСНД.

Примем неуровновешенности при кососимметричных дисбалансах равными предельно допустимым величинам при осесимметричных дисбалансах в соответствии с [9]. Тогда будем иметь (индексы 2, 4, 6, 8 соответствуют номерам масс на валу)

$$\begin{aligned} |E_2| &= |E_4| = E_I = M_1 \varepsilon; \quad |E_6| = |E_8| = E_{II} = M_2 \varepsilon; \\ \Phi: E_2 &= -E_I, E_4 = E_I, E_6 = E_I, E_8 = -E_I; \quad \Pi: E_2 = E_I, E_4 = -E_I, E_6 = -E_I, E_8 = E_I; \\ \Phi\Pi: E_2 &= -E_I, E_4 = E_I, E_6 = -E_I, E_8 = E_I; \quad \Pi\Phi: E_2 = E_I, E_4 = -E_I, E_6 = E_I, E_8 = -E_I; \end{aligned} \quad (9)$$

где $\varepsilon = |\varepsilon| = 0,1g/\omega^2$ – модуль приведенных остаточных эксцентриситетов, M_1, M_2 – массы РВД и РСНД, соответственно. Параметры возбуждения от рассматриваемых кососимметричных дисбалансов будут равны

$$\begin{aligned} \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} &= -E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] - E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi)} &= E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] + E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi\Pi)} &= -E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] + E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi\Phi)} &= E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] - E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]. \end{aligned} \quad (10)$$

Для валопровода с выбранными параметрами из соотношений (10) и рис. 2 найдем

$$\begin{aligned} \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} &= -\chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi)} = 3599,136 \text{ кг(мкм)}^2, \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi\Pi)} &= -\chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi\Phi)} = 295,32 \text{ кг(мкм)}^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Из соотношений (11) очевидно, что дальнейшие расчеты следует проводить для двух наиболее виброактивных кососимметричных дисбалансов Φ и Π (рис. 2).

Колебания системы «РВД-РСНД» без дисбалансов, вызываемые остаточными прогибами с наибольшим $\alpha_1 = 4.75$ и наименьшим $\alpha_2 = \pi = 3.14$ из рассмотренных параметрами формы для

выбранного физического примера были исследованы в [2]. Очевидно, что в выбранной физической модели конструкции они не зависят от типа остаточного дисбаланса системы «РВД-РСНД». Тогда в соответствии с [2] параметры возбуждения для формы $\varphi_{3x}(z)$ будут равны

$$\chi_{3x}^f = -270,1988 \text{ кг(мкм)}^2 \text{ для } w_1; \quad \chi_{3x}^f = -50,0955 \text{ кг(мкм)}^2 \text{ для } w_2. \quad (12)$$

Как уже было отмечено выше, в [1] было показано, что мера возбуждения центробежными силами χ_k^E , вызываемыми сосредоточенной в центре пролета неуравновешенностью, превосходит меру возбуждения при той же неуравновешенности, но равномерно распределенной по пролету. Поэтому амплитуды, вызываемые при выбеге ТА кососимметричным дисбалансом нужно сравнивать именно с амплитудами, вызываемыми сосредоточенным в середине пролетов дисбалансами. Виды рассмотренных симметричных дисбалансов представлены на рис. 2.

Значения амплитуд колебаний валопровода при выбранных выше параметрах системы и вариантах неустраняемого прогиба РВД w_1 ; w_2 (рис. 1), для двух рассматриваемых видов кососимметричного остаточного дисбаланса и наиболее виброактивного на рассматриваемой собственной частоте варианта симметричного дисбаланса АБ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Амплитуды в контрольных точках: подшипниках и серединах пролетов для кососимметричных дисбалансов (варианты Ф и П) и симметричного дисбаланса (вариант АБ) при прогибах w_1 и w_2 на частоте $p_{3x} = 295.0$ рад/с, (мкм)

СЕГМЕНТНЫЕ ПОДШИПНИКИ					
№ подшипника и/или массы	$z = 0$ (1); m_1	$z = 0.5 l$ m_3	$z = l$ (2); m_5	$z = 1.5 l$ m_7	$z = 2 l$ (3); m_9
Амплитуды от начальных прогибов w_1 и w_2					
A^δ при w_1	-9,56	-0,89	6,08	1,21	-5,98
A^δ при w_2	-1,73	-0,17	1,13	0,22	-1,11
Амплитуды при кососимметричных дисбалансах (варианты Ф и П)					
$A^E(\Phi);$ $\Phi: -E_1+E_2+E_3-E_4$	-121,58	-11,33	77,40	15,42	-76,11
$A^E(\Pi);$ $\Pi: E_1-E_2-E_3+E_4$	121,58	11,33	-77,40	-15,42	76,11
Суммарные амплитуды при варианте Ф					
$A^\delta+A^E(\Phi)$ при w_1	-131,14	-12,22	83,48	16,53	-81,71
$A^\delta+A^E(\Phi)$ при w_2	-123,31	-11,50	78,53	15,64	-77,22
Суммарные амплитуды при варианте П					
$A^\delta+A^E(\Pi)$ при w_1	112,02	10,44	-71,32	-14,21	70,13
$A^\delta+A^E(\Pi)$ при w_2	119,85	11,16	-76,27	-15,20	75,00
Амплитуды при наиболее виброактивном симметричном дисбалансе вариант АБ					
$A^\delta+A^E(\text{АБ})$ при w_1					
АБ: E_1+E_2	-120,2	-11,0	76,1	7,1	-76,0
$A^\delta+A^E(\text{АБ})$ при w_2					
АБ: E_1+E_2	-112,0	-10,0	71,1	6,1	-71,0

Наибольшие амплитуды при колебаниях валопровода по третьей форме φ_{3x} вдоль оси Ox возникают на первой опоре при варианте Φ остаточного кососимметричного дисбаланса (Φ : $-E_1+E_2+E_3 -E_4$ – неуровновешенности на 1-ом пролете находятся в фазе с исходным прогибом) и неустранимом прогибе РВД w_1 . Они превышают установленные нормы: $|-131,14| \text{ мкм} > 90 \text{ мкм}$ почти в полтора раза. Поэтому кососимметричный остаточный дисбаланс типа Φ является наиболее виброопасным при колебаниях по форме φ_{3x} по сравнению с точечными дисбалансами всех типов (см. табл. 1) и, тем более, равномерно распределенным дисбалансом.

На рис. 4. приведены графики амплитуд в контрольных точках валопровода с неустранимым прогибом w_1 при варианте Φ остаточного кососимметричного дисбаланса и при наиболее виброактивном на этой частоте симметричном на каждом из пролетов дисбалансе типа АБ (рис. 2).

Из сравнения полученных результатов с расчетами, проведенными в [2], следует, что абсолютный максимум амплитуд при в системе «РВД-РСНД» при выбеге ТА для обоих видов неустранимого прогиба РВД с наибольшим w_1 ($\alpha_1=4.75$) и наименьшим w_2 ($\alpha_2=\pi=3.14$) значениями параметра формы в рассмотренном примере наблюдается при симметричном точечном дисбалансе типа АА (рис. 2) на частоте $p_{1y}=178.7 \text{ рад/с}$ (таблица 2).

Рис. 4. Амплитуды колебаний системы «РВД-РСНД» на частоте 295 рад/с:
1- при кососимметричном дисбалансе типа Φ и неустранимом прогибе $w_1(z)$, ($\alpha_1=4,75$); 2- при симметричном дисбалансе типа АБ.

Таблица 2

**Значения максимальных амплитуд в системе «РВД-РСНД»
(симметричный дисбаланс типа АА)
 $p_{1y}=178.7 \text{ рад/с}$**

№ подшипника и/или массы	$z=0$ (1); m_1	$z=0.5 l$ m_3	$z=l$ (2); m_5	$z=1.5 l$ m_7	$z=2 l$ (3); m_9
$A^\delta ; w_1(z)$	34	104	3	-61	-18
$A^\delta + A^\varepsilon$ (АА)	154	404	3	-261	-68
$A^\delta ; w_2(z)$	41	135	4	-80	-25
$A^\delta + A^\varepsilon$ (АА)	161	435	4	-280	-75

Однако в действительности это утверждение весьма относительно. Очевидно, что суммарный кососимметричный дисбаланс на каждом из пролетов всегда равен нулю. Поскольку технические нормы на величину момента, вызываемого инерционными силами от такого дисбаланса, не установлены, то в данном примере величины моделирующих кососимметричный дисбаланс точечных неуравновешенностей на каждом из пролетов ориентировочно выбирались равными максимально допустимым значениям неуравновешенностей при точечных дисбалансах, расположенных посередине пролетов каждого из роторов системы «РВД-РСНД» (5). В реальной конструкции величины этих неуравновешенностей и, как следствие, значения амплитуд вибраций по форме φ_{3x} на подшипниках в системе «РВД-РСНД» могут быть как меньше, так и существенно больше (что особенно опасно) их рассчитанных в примере значений, а также значений абсолютных максимумов амплитуд в системе при осесимметричном дисбалансе типа АА (рис. 2), представленных в табл. 2.

Основные полученные результаты и выводы

- Для модели двухпролетного ротора высокотемпературной части валопровода турбины типа К-300-23,5 (рис. 1) рассчитаны амплитуды колебаний в контрольных точках для кососимметричного дисбаланса каждого из роторов и проведено сравнение их величин с амплитудами, полученными для роторов с дисбалансами, сосредоточенными в центре каждого из пролетов.
- Установлено, что на частоте $p_{3x} = 295.0$ рад/с, соответствующей двухузловой форме колебаний φ_{3x} , кососимметричный дисбаланс типа Ф может быть опасен для сохранности подшипника на левой опоре, так как возбуждаемые им амплитуды колебаний более, чем на 30 % превышают нормы ISO (90 мкм) и более, чем на 10% - амплитуды от самого виброактивного на данной частоте симметричного дисбаланса варианта АБ.
- Абсолютный максимум амплитуд на левой опоре в рассмотренном примере для системы «РВД-РСНД» при выбеге ТА для обеих реализаций кривых неустранимого прогиба наблюдается при симметричном точечном дисбалансе типа АА на частоте $p_{1y}=178,7$ рад/с (табл. 2).
- Поскольку суммарный кососимметричный дисбаланс на каждом из пролетов всегда равен нулю, а технических норм на величину момента, вызываемого инерционными силами от такого дисбаланса, не существует, в реальной конструкции ТА амплитуды вибраций по форме φ_{3x} могут быть как меньше, так и существенно больше найденных в расчетном примере значений и превосходить амплитуды при дисбалансе типа АА на частоте $p_{1y}=178.7$ рад/с. Последний случай особенно опасен для подшипников и может приводить к аварийной остановке ТА для их замены.
- Величина кососимметричного дисбаланса ротора может быть определена только экспериментально на специально сконструированном для этого стенде, позволяющем измерять величины вызываемого им инерционного момента. При этом конструкция стенда может составить предмет изобретения.
- Выявленная расчетная непредсказуемость амплитуд на подшипниках при кососимметричном дисбалансе показывает, что необходимо введение технических норм на предельную величину инерционного момента от кососимметричного дисбаланса, безопасную для подшипников.

Список литературы

1. *Kostyuk A.G., Volokhovskaya O.A.* Vibration activity evaluation of double-span rotor at rundown caused by its initial curvature and residual unbalanced. // *Thermal Engineering*. - 2017. - Vol. 64, No. 1. - P. 37–45.
2. *Volokhovskaya O.A., Barmina O.V.* Evaluation of the Influence of the Initial Deflection Curve Shape for a Two-Span Rotor with Residual Imbalance on Its Vibroactivity during Rundown. // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. - 2017. - Vol. 46, No. 2. - P. 99–107.
3. *Рыгин Р.Е.* Влияние некомпенсированного моментного дисбаланса дисков на состояние гибкого ротора // *Казанская наука*. - 2011. - № 2. - С. 42-43.
4. *Jozef H., Vojtech S., Ales Ja.* Predictive control of radial rotor vibrations // *Мир транспорта и технологических машин*. - 2014. - № 1 (44). - С. 83-89.
5. *Бранцевич П.Ю.* Анализ причин изменения вибрационного состояния агрегата роторного типа // *Актуальные вопросы машиноведения*. - 2013. - Т. 2. - С. 277-283.
6. *Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М.* Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины // *Теплоэнергетика*. - 1995. - № 4. - С. 36-40.
7. *Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н.* Виды и причины вибрации энергетических машин // *Современные наукоемкие технологии*. - 2015. - № 5. - С. 32-36.
8. *Клейманов Р.В., Кориунов А.В.* Расчет амплитуды колебаний роторов турбомашин при разгоне // *Компрессорная техника и пневматика*. - 2016. - № 3. - С. 24.
9. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. - М.: Изд. МЭИ, 2000. - 479 с.

Дата поступления: 8 июля 2019 г.

ABOUT ONE AUTO-RESONANCE VIBRO-IMPACT DEVICE

Vitaly Krupenin

Mechanical Engineering Research Institute of the RAS, Moscow, Russia

krupeninster@gmail.com

Abstract. *The paper deals with the problems of modeling vibro-impact autoresonance machines. The methods and capabilities of modern mechatronics allow you to create autoresonance systems that allow you to balance the work of friction forces, as well as even the forces themselves. This article briefly describes the theory of such systems, and then considers an example of calculating a device that allows you to reproduce the necessary periodic effects. Models of dynamic devices with arbitrary dynamic matching operators are considered. The analysis of the organization of autoresonance technological machines of vibro-impact action, based on the creation of a feedback scheme, including the measurement of impulses of the working body, which is the determining parameter of movement in a conservative model of process, is carried out. Examples and calculation formulas are given.*

Keywords: *vibro-impact system, dynamic compliance, autoresonance, feedback, energy balance, impact impulse.*

Acknowledgements. *This work was supported by the Russian Science Foundation under grant No 19-19-00065.*

ОБ ОДНОМ АВТОРЕЗОНАНСНОМ ВИБРОУДАРНОМ УСТРОЙСТВЕ

Виталий Львович Крупенин

ИМАШ РАН, Москва, Россия

krupeninster@gmail.com

Аннотация. *В статье рассматриваются проблемы моделирования виброударных авторезонансных машин. Методы и возможности современной мехатроники позволяют создавать авторезонансные системы, которые позволяют сбалансировать работу сил трения, а также даже сами силы. В этой статье кратко описывается теория таких систем, а затем рассматривается пример расчета устройства, позволяющего воспроизводить необходимые периодические режимы движения. Рассмотрены модели динамических устройств с произвольными операторами динамической податливости. Выполнен анализ организации авторезонансных технологических машин виброударного действия, основанный на создании схемы обратной связи, включающей измерение импульсов рабочего органа, являющегося определяющим параметром движения в консервативной модели процесса. Приведены примеры и формулы расчета.*

Ключевые слова: *виброударная система, динамическая податливость, авторезонанс, обратная связь, энергетический баланс, ударный импульс.*

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 19-19-00065).

1. Introduction

Vibration machines and devices are widely distributed and are used in agricultural and industrial production, mining, construction, and in many other industries. Among vibration machines, as a rule, machines of vibro-impact action are distinguished by the highest efficiency, since the technological processes they implement are associated with systematic shocks of solids [1-4].

Obtaining stable and predictable results of processing workpieces or media with such machines is possible only under the condition that they implement the most effective resonant processes under conditions of constantly changing technological load. Obtaining stable and predictable results of processing workpieces or media with such machines is possible only under the condition that they implement the most effective resonant processes under conditions of constantly changing technological load.

It turns out that these difficulties can be avoided if you create a self-oscillating excitation system. Such a system is implemented by introducing a special feedback loop, which generates an exciting force through a non-linear transformation of the signal proportional to certain parameters of the movement of the working body (tool, impactor, etc.).

When tuning, which is called autoresonance, with any changes in the parameters of the oscillating system and technological load, the resonant state is automatically maintained in the system [5].

Let the system established a periodic process. During the period of tool movement, the work of the excitation and dissipation forces must be balanced. That is, there should be a balance of works of non-conservative forces. In this paper, we consider the problem of modeling the device, which at each moment of time provides the balance of the forces themselves, that is, the dissipation forces are compensated not on average, but uniformly [7].

2. General view system

Consider the scheme of the vibro-impact device of a fairly general form. Using the methods described in [2, 6], we represent the object under study as a linear system with an arbitrary number of degrees of freedom (Fig. 1) containing a working body (impactor, etc.) and control subsystem. The impactor is modeled by a point solid of mass m . Since the workflow is vibro-impact, the system presented is strongly non-linear. Additional nonlinearities determine the feedback elements included in the control subsystem.

Fig. 1. General view of the studied mechatronic vibro-impact system

Suppose that as a result of constructing a correct mathematical model or as a result of carrying out full-scale measurements, a system of operators of dynamic compliance is specified [6, 8]. Such a system completely describes the linear part of the object under consideration. The working process consists in the organization of periodic collisions between the impactor and the fixed obstacle, for example, the workpiece surface.

Denote the x coordinate of the impacter with mass m . Suppose that the impacter performs one-dimensional oscillations along a certain axis. Value $\Delta > 0$ - there is a gap. Case $\Delta < 0$ corresponds to preload. The preload can be provided by the system design, as well as in the case if at the point x_0 , a constant force P is applied, which presses the working member to the surface to be treated.

At point x_1 , a control force K is applied, the form of which we are going to determine, based on the characteristics of the auto-oscillatory system. This force is obviously formed by the organization of the feedback loop. Near the point of contact of the impacter with the treated surface is placed a sensor that measures some parameters of its movement, for example, the impact impulse J . The control action is formed in accordance with the sensor signal.

We will designate the operators of dynamic compliance, which correspond to the force acting at the point x_n of moving the point x_k , as $L(x_n, x_k; p)$; p - an operator of differentiation. Given the scheme given in Fig.1, for the localization point of the workflow x you can write the operator equation

$$x(t) = L(x_0, x; p)P + L(x_1, x; p)K - L(x, x; p)\Phi(x, \dot{x}), \quad (1)$$

Where the expression $\Phi(x, \dot{x})$ denotes the force of the impact interaction [9,10]. We will assume that the impact is modeled using the Newton hypothesis, that is, it is momentary, and we also assume that it is elastic.

Energy losses in the implementation of the workflow can be considered, for example, by introducing the corresponding components into the representation for the operator [2, 5], as well as by using special techniques for modeling impact using more realistic hypotheses [6].

Suppose, finally, that all converters and sensors included in the system are inertia-free.

In the absence of friction and control action, the equation of motion of the conservative system corresponding to (1) takes the form:

$$x(t) = L(x_0, x; 0)P - L(x, x; p)\Phi(x, \dot{x}), \quad (2)$$

where it is considered that the force $P = \text{const}$. And, since here we neglect friction, it is assumed that for all operators $L(x, x; p): \text{Im}[L(x, x; i\omega)] = 0$.

Let $u \equiv L(x_0, x; 0)P$. Periodic mode with one impact interaction for the period of movement of the conservative system (T_0) under the assumption that the origin of time coincides with the impact can be represented as [6]:

$$x(t) = u - J\chi(t, \omega_0); \quad \omega_0 = 2\pi T_0^{-1}, \quad (3)$$

where the periodic Green function (PFG) corresponding to the operator $L(x, x; p)$ is given by a Fourier series of the form:

$$\chi(t, \omega_0) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} L(x, x; ik\omega_0) \exp(ik\omega_0 t). \quad (4)$$

The impact impulse in this case of an elastic impact will be given by the ratio $J = 2m|\dot{x}(-0)| \geq 0$ and be based on the impact condition. From here it is easy to get:

$$J = \frac{[u - \Delta]}{\chi(0, \omega_0)}. \quad (5)$$

In a conservative vibroimpact system, the impact impulse turns out to be the integral of motion mutually uniquely associated with the total energy E .

The considered auto-oscillatory system will be organized in such a way that the feedback should be constructed as a result of measuring the values of any of the integrals of motion, for example, a

shock impulse. It will be shown that the result will be a convenient way for organizations of autoresonance vibration-impact machines.

The frequency ranges for the existence of the solution (3), (5) are determined in specific cases from the condition $x(t) \leq \Delta$. In practice, the condition $J \geq 0$ is checked, which is equivalent in most cases. Relation (5) defines the equation of the skeleton curve ($J = J(\omega_0)$).

We rewrite the equation of motion (1) using the dynamic stiffness operator $L^{-1}(p)$ [4, 6]. We have then:

$$L^{-1}(x, x; p)x = P_x + F(p, x) - \Phi(x, \dot{x}), \quad (6)$$

Here is designated: $P_x = L^{-1}(x, x; 0)L(x_0, x; p)P$; $F(p, x) = L^{-1}(x, x; 0)L(x_1, x; p)K$.

We will form the control action $F(p, x)$ in such a way that in the initial system (1) it is possible to implement a periodic self-oscillations, which would retain the shape of the motion mode of the conservative system (3).

Let the dynamic stiffness operator be represented as follows: $L^{-1}(x, x; p) = W_1(x, x; p) + W_2(x, x; p)$, and $\text{Im}W_1(x, x; p) = \text{Re}W_2(x, x; p)$. Solution (3), (5) was constructed under the assumption that $W_2(x, x; p) \equiv 0$. We substitute the representation (3) into the relation (6) at a certain value of frequency ω_0 satisfying the condition $x(t) \leq \Delta$ and we find as a result

$$W_2(x, x; p)[u - J\chi(t, \omega_0)] = F[p, u - J\chi(t, \omega_0)]. \quad (7)$$

We will further look for the function $F(p, x)$ in the subclass of functions with the structure $\{\beta(J)W(x, x; p)\}$, where a certain function $\beta(J)$ is differentiable on any finite interval, and $W(x, x; p)$ is a meromorphic function [6] of a complex variable p . Taking into account that $W_2(x, x; p)u = 0$, from the relation (7) we find: $W_2(x, x; p)[J\chi(t, \omega_0)] = \beta(J)W(x, x; p)[J\chi(t, \omega_0)]$. Therefore, it is necessary to fulfill the conditions

$$W_2(x, x; p) = W(x, x; p), \quad \beta(J) = 1. \quad (8)$$

Thus, the conditions determining the structure of the control force $F(p, x)$ are obtained. From the second relation (8), one can find the stationary values of the pulse J^0 , and from the inversion of the skeletal curve $J(\omega)$, the frequencies of the self-oscillations.

The choice of function $\beta(J)$, along with the structure of the operator of the linear part of the system, determines the nature and efficiency of the control system. From what follows, it will be possible to see that it is very convenient to choose a monotonically decreasing function.

Let's choose, for definiteness, $\beta(J) = \beta_0 J^{-1}$, $\beta_0 = \text{const} > 0$. Then the stationary value of the impact impulse $J^0 = \beta_0$ and the frequency of self-oscillations are determined from the relation $\beta_0 = J(\omega)$. Since the value of the integral of motion (impact pulse) lies exactly on the skeletal curve corresponding to the realization of nonlinear resonances, the conditions found ensure the realization of autoresonance motions of the type described.

3. Sustainability research

Found solutions need to be investigated for sustainability. In engineering calculations, the so-called energy condition is often used [2, 3, 5]. Strictly speaking, the energy condition is only necessary. The efficiency of using this condition in applied problems is widely known [2–5].

We write the function $E(J)$ that corresponds to the balance of work of non-conservative forces for the period of movement T :

$$E(J) = -J^2 \int_0^T [W_2(x, x; p) \chi(t, \omega) - \beta(J) W_2(x, x; p) \chi(t, \omega)] p \chi(t, \omega_0) dt \quad (9)$$

Here the first term on the right side corresponds to the work of the dissipation forces, and the second to the work of the forces of an external energy source.

After some transformations we get $E(J) = -J^2 \lambda [1 - \beta(J)]$; $\lambda = \text{const} > 0$

For asymptotically stable periodic regimes with a stationary value of the integral of motion (in this case, an impulse of impact), the dissipation forces stabilize the system and therefore, in accordance with the energy condition $\frac{dE(J)}{dJ} < 0$ (при $J = J^0$). Given the calculations done, we get

$$E_J \equiv \frac{dE(J)}{dJ} = J^2 \lambda \frac{d\beta}{dJ}. \quad (10)$$

At $E_J < 0$, self-oscillations are asymptotically stable. By choosing the function β - monotonously decreasing, we ensured the stability of the system. In the case when $\beta(J) = \beta_0 J^{-1}$, $\beta_0 = \text{const} > 0$: $E_J = -\beta_0 \lambda < 0$. Thus, in accordance with the energy condition, the stationary mode of motion $J^0 = \beta_0$ is asymptotically stable. More precisely stability analysis can be performed using other modern methods [9–12].

From a technical point of view, the organization of such a regime allows, with a minimum of energy costs, to achieve maximum efficiency of the technological process. Questions about the features of the practical implementation of the corresponding device are an independent problem and are not discussed in this article.

We can specify several ways to solve it. Important recommendations can be found in [9].

In conclusion of the theoretical part of the paper, we note that the notion of autoresonance of the vibration system was introduced in the book [13]. This concept has proven to be very useful in practical engineering.

The principles of autoresonance are used in the design of many vibration, vibro-impact and ultrasonic machines and devices [3, 4, 5, 8, 9, 16]. These principles underlie the special types of cyclic robots [14, 15, 17], as well as many other important technical objects.

4. An example of a system with one degree of freedom

As an interesting example, consider a system with one degree of freedom [6, 7] (Fig.2.).

The linear oscillator vibrates, impacting with a fixed obstacle 2, on which impact impulses sensor is installed, which forming a signal proportional to their magnitude J . This signal is converted to some function $\beta(J)$. After multiplying with the signal coming from the speed sensor 1, the result is transmitted to the exciter 4. Assuming the impacter mass is equal to one, we write the equation of motion in the operator form

$$(p^2 + \Omega^2 + 2bp)x = -\Phi(x, \dot{x}) + \beta(J)px \quad (11)$$

where $b > 0$ – coefficient of viscous friction. Because a system with a gap is considered here, the force $P = 0$. In the conservative case ($b = \beta(J) = 0$), solution (3), (5) has the form [6]:

$$x(t) = -J \chi(t); \chi(t) = [2\Omega \sin \frac{1}{2} \Omega T_0]^{-1} \cos \Omega(t - \frac{1}{2} T_0); J = -2\Omega \text{tg}(\pi \Omega \omega_0^{-1}). \quad (12)$$

The representation for the periodic Green function $\chi(t)$ in the second formula (12) takes place only for $t \in [0, T]$. Generally speaking for all $t \in (-\infty, \infty)$, here it is necessary to use the Fourier series (4), when $L(x, x; ik\omega_0) = (\Omega^2 - k^2\omega_0^2)^{-1}$. The set of natural frequencies of the conservative vibro-impact system $\Omega \leq \omega < 2\Omega$.

Fig. 1. Example of a system with one degree of freedom: 1 - speed sensor; 2 - impact impulses sensor; 3- signals multiplier; 4 – vibration exciter.

In this case $W_1(p) = p + \Omega^2$, $W_2(p) = 2bp$. When $\beta(J) = \beta_0 J^{-1}$, the stationary value of the impact impulse turns out to be $J^0 = J^0 = 0,5\beta_0 b^{-1}$.

The solution has the form described by the first formula (12). From the third formula (12) we find the frequency of self-oscillations

$$\omega = \frac{\pi\Omega}{\pi - \arctg[\beta_0 / (4b\Omega\Delta)]}. \quad (13)$$

In accordance with the energy condition (10), the found mode is asymptotically stable. More accurate studies that can be performed numerically or using modern methods of nonlinear mechanics [12] confirm this conclusion.

Results and discussion

The main result of the article is to describe a specific class of autoresonance devices with a remarkable property: the impactor performs the movement characteristic of the conservative system. Thus, the considered systems can be attributed to the class of systems with full compensation of friction forces at each moment of time.

Final remarks.

1. It should be noted that the organization of the machines in question requires, obviously, to provide in the design a device intended for the rigid start of the vibro-impact mode of movement [4, 8], since at least one blow must occur for organizing the measurement and fixation of shock

impulses. Devices for the rigid start usually give the impacter additional energy, for example, the system is shaken.

2. For systems with a large number of degrees of freedom, the organization of an autoresonance scheme of the type in question may require the use of other integrals of motion
3. Accounting for the loss of energy during an impact using the recovery coefficient hypothesis, generally speaking, takes beyond the scope of this class of devices, since the rebound of the impacter simulated according to Newton cannot be accurately described using a conservative model. This circumstance is of a model nature and does not fundamentally affect the physical properties of the systems under consideration. Accounting for energy losses during an impact can be performed using an “equivalent correction” in the viscous friction coefficient [6]: $b=b_1+r\pi^{-1}\Omega$, where b_1 , is the “true” viscous friction coefficient, $r=1-R$, R is the coefficient recovery speed at impact ($0 < R \leq 1$).

References

1. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные машины и процессы. - М.: Машиностроение, 1981. - 510 с.
2. V. I. Babitsky Theory of Vibro-Impact Systems and Applications. - Berlin: Springer, 1998. - 318 p.
3. Бабицкий В. И., Крупенин В.Л. Машины ударного действия. - М.: Знание, 1987. - 62 p.
4. Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications. - Berlin: Springer, 2007. - 330 p.
5. Vladimir Astashev, Vitaly Krupenin. About some scientific principles of vibro-impact machine design. Engineering for Rural Development. - Jelgava, Latvia, 2018. - P.108-113.
6. Babitsky V.I., Krupenin V.L Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems. - Berlin: Springer, 2001. - 404 p.
7. Крупенин В.Л., Мягкохлеб К.Б. Об одном классе авторезонансных машин виброударного действия. - Доповіді Національної академії наук України, 2014. - No. 3. – P. 54-59.
8. Веприк А.М., Вознюк П.Д., Крупенин В.Л. Чирков И. М. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний. - Л: Машиностроение, 1987. - 87 p.
9. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. Dynamics and Control of Machines. - Berlin: Springer, 2000. - 235 p.
10. Вибрации в технике: Справочник. Т.2. Колебания нелинейных механических систем. - М: Машиностроение, 1979. - 352 p.
11. Luo A.C.J., Guo Y. Vibro-impact Dynamics. - Berlin: Springer, 2013. - 213 p.
12. Бурд В.Ш., Крупенин В.Л. Усреднение в квазиконсервативных системах: маятниковые и виброударные системы. - М.: Белый Ветер, 2016. – 170 с.
13. Andronov A. A., Witt, A. A., Khaikin S. E. Theory of Oscillators. - NY: Pergamon Press, 1966.
14. Babitsky V.I., Shipilov A.V. Resonant Robotic Systems. - Berlin: Springer, 2003. - 176 p.
15. Babitsky V.I., Chitayev M.Y. Adaptive high-speed resonant robot// Mechatronics. – 1996. - v.6, No. 8. - P. 897-913.
16. Babitsky V.I. Autoresonant mechatronic systems// Mechatronics. – 1995. - v.5, No. 5. - P. 483-495.
17. Akinfiyev T.S., Armada, M.A., Fernandez, R. Nondestructive testing of the state of a ship's hull with an underwater robot// Russ. J. Nondestr. Test. – 2008. - v.44, No.9. - P. 626–633.

Дата поступления: 1 июля 2019 г.

УДК 621.891:539.2

ВЛИЯНИЕ ВИДА СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Сергей Андреевич Поляков^{1,2}, Екатерина Михайловна Кулешова²,
Сергей Владимирович Рубцов², Лидия Ивановна Куксенова¹

¹ИМАШ РАН им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

lkukc@mail.ru

Аннотация. Проведена оценка влияния смазочных материалов на контактно-кинематическое проскальзывание и коэффициент полезного действия зубчатых передач на основе метода сравнительных испытаний. Изложена методика испытаний. Выявлена зависимость максимального коэффициента полезного действия от вида смазочного материала.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия зубчатых передач, пленкообразующие смазочные материалы, контактно-кинематическое проскальзывание.

INFLUENCE OF THE LUBRICANT TYPE ON THE ENERGY EFFICIENCY INDICES OF INVOLUTE GEARS

S.A. Polyakov^{1,2}, E.M. Kuleshova², S.V. Rubtsov², L.I. Kuksenova¹

¹IMASH RAN, Moscow, Russia

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

lkukc@mail.ru

Abstract. The assessment of the impact of lubricants on a contact-kinematic slippage and gear efficiency was conducted on base of the method of comparative wear tests. Test procedure was set out. The dependence of the maximum efficiency on the type of lubricant was identified.

Keywords: gear efficiency, film-forming lubricants, contact-kinematic slippage.

Введение. Экспериментально установлено, что в зубчатых колесах гидродинамическое трение в чистом виде не реализуется, и большинство передач работают в области смешанного (или граничного) трения. При этом часть нагрузки во время зацепления зуба передается через слой упругогидродинамической смазки, а другая часть нагрузки – непосредственно через металлический контакт [1]. Только в слабо нагруженных передачах происходит жидкостное трение. Составляющие силы трения зависят от многих факторов: скорость скольжения, радиус контактирующих поверхностей, шероховатость поверхности. Поэтому трение в условиях граничной смазки оказывает влияние на КПД зубчатой передачи, в первую очередь, через коэффициент трения и суммарный путь трения [2]. При вращении

зубчатого колеса нормальная к поверхности зуба сила выполняет работу на длине активного участка линии зацепления. Часть этой работы затрачивается на преодоление сил трения, возникающих в контакте зубьев при перемещении площадки контакта вдоль поверхности зуба колеса. Отношение работы силы трения скольжения к полной работе перемещения зуба по линии зацепления характеризует коэффициент потерь в зацеплении вследствие скольжения зубьев. Максимальная эффективность передачи рассчитывается производителем на определенную нагрузку – номинальную; численно это выражается в значении номинального момента, которое определяется по максимуму КПД на зависимости КПД от нагрузки (величины тормозного момента). До достижения номинального момента КПД растет в силу постепенной выборки зазоров в подшипниках и зацеплении. При превышении номинальной нагрузки энергоэффективность передачи монотонно снижается. Это объясняется тем, что в зубчатом зацеплении с ростом нагрузки влияние тангенциального проскальзывания и трения скольжения в зацеплении увеличивается, соответственно большее количество полезной работы уходит на преодоление сил трения, что выражается соотношением

$$\eta = 1 - f\left(\frac{\Delta L}{l}\right), \quad (1)$$

где ΔL – суммарный путь трения зуба колеса; l – длина активного участка линии зацепления; f – коэффициент трения скольжения, который в условиях граничной смазки с ростом нагрузки растет экспоненциально (по диаграмме Герси–Штрибека в левой ветви). Величина l определяется геометрическими параметрами зацепления, поэтому для данного зацепления она остается постоянной при изменении нагрузки. В то же время величина ΔL определяется составляющими пути трения Δl_i на i -ых участках проскальзывания

$$\Delta L = \int \Delta l_i(x) dx, \quad \Delta l_i = 2a\lambda$$

где a – половина размера площадки контакта, $a = 1,128\sqrt{q_n ER}$,

q_n – нормальная нагрузка на единицу длины по ширине зуба и линейно зависит от тормозного момента на выходе передачи, E – приведенный модуль упругости, R – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей, λ – коэффициент скольжения, $\lambda = (r_2 z_1 / r_1 z_2) - 1$, где r_2, r_1 – радиусы кривизны эвольвент зубчатых колес в точке сопряжения зубьев, z_1, z_2 – числа зубьев у шестерни и колеса.

Очевидно, что с ростом приложенного на выходе редуктора тормозного момента увеличивается нормальная к поверхности зуба сила, соответственно возрастают максимальное контактное давление и размер площадки контакта зубьев a . Это приводит к увеличению путей трения в контакте ΔL , коэффициента трения (поскольку все происходит в условиях граничной смазки), в результате, – суммарной работы сил трения, и как следствие, к снижению КПД зубчатой передачи. Тем не менее, в традиционных источниках [3] зависимость КПД в эвольвентных зубчатых передачах (ЭЗП) от нагрузочных факторов не рассматривается. Единственным источником, который дает теоретическое обоснование подобной зависимости является работа [2], однако экспериментальное подтверждение данной зависимости в литературе отсутствует. Целью данной работы является анализ влияния контактно-кинематического проскальзывания на энергоэффективность ЭЗП, включая экспериментальную оценку этого влияния с учетом вида смазочного материала.

Основная часть. Главной энергетической характеристикой любой механической передачи является КПД – η . Эта величина представляет собой соотношение между затраченной и полезной мощностью, выраженное в процентах

$$\eta = \frac{(P_{nz} - P_{zmp})}{P_{nz}},$$

где P_{nz} – полные затраты мощности, P_{zmp} – затраты на трение. Основным источником потерь является трение в зацеплении. Для получения удобного выражения для КПД, значение которого можно измерить в лабораторных условиях, преобразуем формулу (1) к виду

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}}, P_{вых} = (P_{nz} - P_{zmp}), P_{вх} = P_{nz}.$$

В этом случае мы можем рассмотреть практически любой привод с точки зрения его энергопотерь, учитывая потери в каждом элементе привода и обозначая их отдельными коэффициентами для муфт, подшипников и т.д., а суммарный КПД рассматривая как их произведение, а именно

$$\eta_0 = \prod \eta_i = \eta_m \eta_n \eta_z,$$

где η_m – КПД муфты, η_n – КПД подшипников, η_z – КПД зацепления и т.д.. Запишем выражение для мощности на входном валу в привод, например, на валу электродвигателя и свяжем ее с мощностью на выходе

$$P_{вх} = \frac{(T_{эд} n_{эд})}{9550} = \frac{1}{\eta_0} \frac{(T_{вых} n_{вых})}{9550},$$

где $n_{эд}$ – число оборотов быстроходного вала (например, вала электродвигателя), а $n_{вых}$ – число оборотов тихоходного вала (например, вала исполнительного механизма — в нашем случае тормоза). Таким образом

$$\eta_0 = \frac{T_{вых} n_{вых}}{T_{эд} n_{эд}}$$

или

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 U}, U = \frac{n_{вых}}{n_{эд}},$$

где U – передаточное отношение испытуемого редуктора, T_1 – момент на электродвигателе, T_2 – момент на тормозе [4].

Для реализации изложенной схемы экспериментального исследования КПД в ЭЗП была использована следующая установка. Внешний вид стенда показан на рис.1. Схема стенда с названиями его функциональных элементов представлена на рис. 2.

В станине данного стенда имеются тумблеры и регулировки для электромотора и тормоза. Скоростью вращения электромотора можно варьировать, также как и силой торможения. Вал электродвигателя закреплен в опорах с подшипниками качения, что позволяет определять вращательный момент, который передается на упругий элемент закрепленный отдельно. Электродвигатель соединен с передачей посредством муфты. Многоступенчатая передача

расположена в отдельном закрытом корпусе с прозрачной съемной крышкой. Каждое из 7 зубчатых колес закреплено в корпусе на отдельном подшипнике. В итоге получается 6 ступеней с поочередно понижающим отношением, что дает в конечном результате передаточное отношение 24. Передача соединяется с тормозом через муфту. Вал тормоза закреплен в корпусе на подшипниках качения и зафиксирован упругим элементом.

Эксперименты на данном стенде проводятся путем изменения нагрузки на передачу и оценки моментов на электродвигателе и тормозе. Это позволяет определять отношение моментов и, с учетом передаточного отношения, энергоэффективность передачи (КПД).

Рис. 1. Фотография стенда для определения КПД многоступенчатой зубчатой передачи

Рис. 2. Схематичное изображение испытательного стенда:

1,2,3,4 – опоры с подшипниками; 5,11 – вал, 6 – электродвигатель, 7,9 – соединительные муфты; 8 – многоступенчатая зубчатая передача; 10 – электротормоз; 12,13 – датчики для определения крутящего момента

На стенде проводилось два эксперимента. Первый эксперимент – построение зависимости КПД от тормозного момента при смазывании маслом И20А. Результат эксперимента с учетом разброса данных и рассчитанных средних значений показан на рис. 3.

Второй эксперимент проводился по аналогичной методике, но смазывание осуществлялось с использованием антифрикционной добавки «Стрибойл». Результат эксперимента показан на рис. 4. Пунктиром для сравнения указана первая зависимость КПД, представленная на рис. 3.

Рис. 3. Зависимость КПД от нагружающего момента для масла И20А

Рис. 4. Зависимость КПД от нагружающего момента для масла с добавкой «Стрибойл»

Анализ результатов эксперимента. Как показывают результаты эксперимента, изменение вида смазочного материала существенно повлияло на зависимость КПД от нагружающего момента. Для интерпретации этого результата обратимся к формуле (1)

$$\eta = 1 - f\left(\frac{\Delta L}{l}\right),$$

которая позволяет оценить факторы, влияющие на КПД. В частности, очевидно, что хотя длина пути трения ΔL влияет на КПД, однако изменения этой величины в первом и втором эксперименте были одинаковыми, поскольку значения нагрузки в обоих экспериментах также были одинаковы. В то же время, состав смазочного материала влияет на физико-химическое состояние трущихся поверхностей и, соответственно, на коэффициент трения. Поэтому благодаря предложенному эксперименту установлено влияние состава смазочного материала на КПД, а также зависимость максимального коэффициента полезного действия от вида смазочного материала.

Выводы. Для многоступенчатых ЭЗП, позволяющих достичь высоких передаточных отношений, значение КПД уменьшается по мере роста передаточного отношения и числа зацеплений колес, что обусловлено увеличением пути трения скольжения, в соответствии с формулой (1). В этом случае для повышения энергоэффективности ЭЗП целесообразно повышать КПД с помощью модифицированных смазочных материалов, существенно снижающих коэффициент трения.

Список литературы

1. Калинин Д.В., Телиев Ю.М. Анализ влияния сил трения в зацеплении на динамические нагрузки в зубчатых передачах // Известия вузов. Машиностроение. - 2018. - № 6. - С.32–43.
2. Павлов В.Г. Влияние контактно-кинематического проскальзывания в зубчатом зацеплении на износ и КПД цилиндрических эвольвентных зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2010. - № 4. - С.81–85.
3. Детали машин / Под ред. О.А. Ряховского. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. - 520 с.
4. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Основы проектирования машин» /Л.П. Варламова, Б.А. Байков и др. Под ред. О.П. Леликова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. - 79 с.

Дата поступления: 15 мая 2019 г.