УДК 62-233.3/9

В.В. Поветкин, М.Е. Исаметова, И.Н. Исаева, А.З. Букаева

РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ С УЧЕТОМ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Приведена динамическая модель привода шаровой мельницы, параметры который влияют на показатели износостойкости зубчатых передач, а именно статические и динамические моменты относительно оси вращения барабана, учитывающие векторы сил веса, давления и трения разных частей материала загрузки на внутренней поверхности барабана. Выполнен динамический анализ 3D модели системы привода шаровой мельницы методом конечных элементов в системе NASTRAN и MSC/Patran, построена конечно-элементная модель рассчитываемой конструкции, определены амплитудно-частотные характеристики приводного вала с зубчатой передачей и влияние их пиковых характеристик на износостойкость зубчатых передач. Амплитудно-частотные характеристики конструкции приводного вала получены с применением алгоритма модального анализа для переходных процессов (Transient response; Type→Modal). Анализируя энергию деформации конечных элементов расчетной модели на соответствующей форме колебаний, можно определить области конструкции, изменение жесткостных свойств которых приведет к уменьшению амплитуд колебаний, сдвигу собственных частот с целью предотвращения резонансного явления.

Ключевые слова: привод, шаровая мельница, моделирование, динамические параметры, демпфирующие элементы, износостойкость, конечный элемент, зубчатое зацепление.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-5-0-184-192

Введение

Изнашивание и разрушение деталей машин происходит не только от повреждений, но и в результате усталостных явлений. При действии циклично повторяющихся нагрузок возникают усталость, приводящая к разрушению деталей. Увеличение напряжений в материале деталей, превосходящих пределы текучести или прочности, приводит к возникновению деформации и излому.

Механизм разрушения твердых тел в большой мере зависит от вида материала (металлы, хрупкие тела и др.), вида нагружения и величины нагрузки вызывающей разрушение. Следует различать механизм разрушения в условиях многократного воздействия, так как материал изменяет свои свойства в процессе повторного нагружения.

На работу зубчатых передач существенно влияют колебательные процессы, возникающие из-за погрешностей изготовления, непостоянства жесткости элементов конструкции и т.п. В отдельных случаях колебательные процессы могут вызвать на зубьях дополнительные нагрузки, соизмеримые с величиной стати-

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 5. С. 184–192.
© В.В. Поветкин, М.Е. Исаметова, И.Н. Исаева, А.З. Букаева. 2018.

ческих нагрузок, а при проявлении резонанса или близких к нему превосходить, поэтому учет динамических нагрузок при расчете передач является обязательным.

Динамические нагрузки зависят от масс вращающихся зубчатых колес и связанных с ними деталей, от величины погрешностей изготовления, жесткостей связей и скорости, увеличиваясь с ростом перечисленных факторов [1—3].

Несомненно, рассматривая динамические воздействия эксплуатационных нагрузок тяжелых машин, мы не можем пренебречь колебанием системы. Данных по анализу видов колебаний элементов крупных машин в номинальном и стопорном режимах в литературе недостаточно, ввиду отсутствия достоверных сведений о внешних нагрузках, собственных частот колебаний и демпфирования. Задача осложняется и тем, что внешние нагрузки приняты как случайные явления [4—6].

Важной задачей исследования механических систем является определение отклика элементов на динамические воздействия, в том числе изучение динамических напряжений и деформаций в элементах крупных машин, как находящихся в зоне активного воздействия эксплуатационных нагрузок. Можно указать две основные группы динамических воздействий на элементы в крупных машин — в номинальном рабочем и в стопорном режимах машин.

Известно, что динамические процессы в механической части машинного агрегата связаны с соответствующими процессами в приводном электродвигателе, поскольку рассматривается система являющаяся электромеханической. Поэтому целесообразно учесть динамическую характеристику двигателя с зависимостями между выходными параметрами — вращающим моментом и скоростью двигателя. Такой подход еще раз подтверждает о правомерности принятия системного анализа, а методология — правильно оценить неравномерность вращения и нагруженность звеньев крупных машин.

Теория вопроса

Анализ колебания элементов реальной машины, находящейся в потенциальном поле сил дает возможность выявлять следующее:

- определение условий возникновения пространственных колебаний рассматриваемых систем;
- изучение закономерностей развития нестационарных и стационарных нелинейных пространственных колебаний системы в условиях многократного циклического нагружения [7].

В последнее время значительные средства выделяются на модельные испытания с целью разработки и подтверждения методики физического моделирования механических систем. Это объясняется относительной простотой, высокой эффективностью и большим экономическим эффектом применения результатов экспериментально-теоретических исследований модели для натурных конструкций.

Моделирование является единственно важным способом для решения динамических задач, трудно поддающихся математическому описанию, таких, например, как учет зазора между соприкасающимися частями элементов при определении их собственных частот, учет переменности масс, нахождение коэффициентов влияния при колебаниях сложных систем (рис. 1).

Компьютерное моделирование колебательных процессов в системе привода шаровой мельницы проводилась в системе NASTRAN.

Проведение динамического анализа методом конечных элементов в системе NASTRAN имеет свои особенности, требования и допущения к расчетной

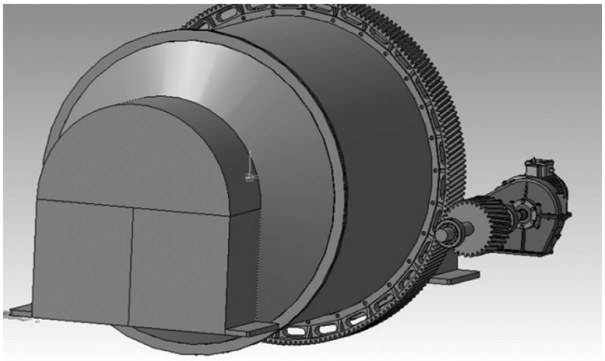

Рис. 1. 3D модель системы привода шаровой мельницы
Fig. 1. 3D model of ball mill drive group

модели, необходимые для корректного описания динамических свойств анализируемой системы. В основном, это относится к заданию массовых свойств и коэффициентов демпфирования [8—10].

Стоит отметить, что при динамическом анализе, для определения отклика нет необходимости прямого моделирования специальных механизмов для гашения колебаний (амортизаторы, демпферы, компенсаторы и прочее). Такие конструктивные элементы описываются с помощью пружинно-демпферных конечных элементов решателя NX Nastran (CVISC, CDAMPi, CBUSH, CELASi) с корректным заданием их жесткостных и демпферных свойств.

При решении большинства задач динамики в качестве первоначального этапа рекомендуется проводить расчет собственных частот и форм колебаний. В терминах решателя NX Nastran данный тип расчета известен как расчет действительных собственных значений (Real eigenvalue analysis) или расчет нормальных форм колебаний (Normal modes analysis). Для расчета комплексных собственных частот (Complex eigenvalue analysis) используются решения SEDCEIG 107 — Direct Complex Eigenvalues (прямой анализ комплексных собственных значений) и SEMCEIG 110 — Modal Complex Eigenvalues (модальный анализ комплексных собственных значений). Известно, что коэффициент демпфирования мал и для большинства конструкций составляет от 0 до 0,1 в долях от критического. При этом отношение собственной частоты конструкции с учетом демпфирования к частоте без учета демпфирования определяется выражением, из которого видно, что, например, при коэффициенте демпфирования, равном 0,1, значения собственных частот практически одинаковы.

Это объясняет широкое использование поиска действительных частот конструкции для решения большинства динамических задач, так как учет демпфирования имеет ряд трудностей и требует большего времени на вычислительный процесс.

Расчету действительных собственных частот соответствуют решения SEMODES 103, SEMODES 103 — Flexible Body, SEMODES 103 — Superelement, SEMODES 103 — Response Simulation. 345.

Целями определения собственных частот и форм колебаний конструкции могут являться: анализ взаимодействия между агрегатом, работа которого подразумевает динамическое воздействие (колебательное движение), и какой-либо системой, выступающей в роли опоры. Это, в свою очередь, дает возможность на стадии проектирования исключить

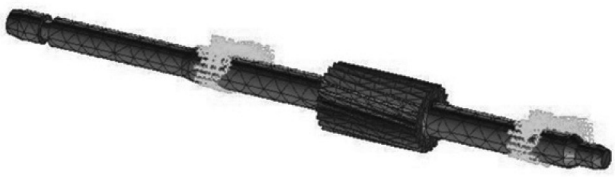

Рис. 2. Конечно-элементная модель приводного вала
Fig. 2. Finite element model of gear shaft

вероятность попадания рабочей частоты приводного вала в диапазон, близкий к собственным частотам.

Явление совпадения частот называется резонансом и характеризуется резким увеличением амплитуд колебаний, что приводит к нежелательным динамическим нагрузкам, на основании полученных частот возможно определение необходимых мероприятий по внесению конструктивных изменений либо оценка их эффективности. Например, анализируя энергию деформации конечных элементов расчетной модели на соответствующей форме колебаний, можно определить области конструкции, изменение жесткостных свойств которых приведет к уменьшению амплитуд колебаний, сдвигу собственных частот с целью предотвращения резонансного явления; анализ собственных частот и форм колебаний часто используется как предварительный этап перед различными типами динамического анализа. Результаты данного типа анализа могут использоваться при проведении дальнейшего динамического анализа методом разложения по собственным формам: модальный переходный анализ — SOL 112, модальный частотный анализ — SOL 111.

Для разработки методики расчета динамических параметров привода шаровой мельницы, с помощью программной оболочки Nastran и программы MSC/Patran, построена конечно-элементная модель (КЭМ) рассчитываемой конструкции, соответствующая 3D модели системы привода шаровой мельницы (рис. 1).

Предлагаемая методика представлена двумя основными этапами.

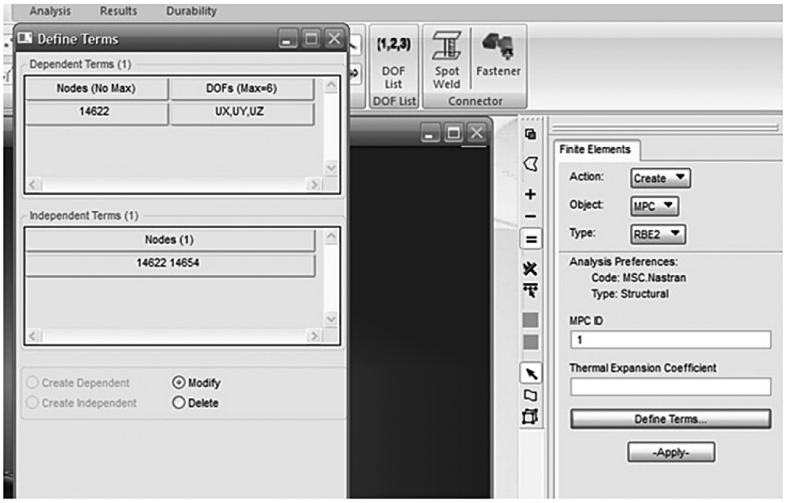

Рис. 3. Создание демпфирующих элементов RBE2
Fig. 3. Creation of damping elements RBE2

Значение частот
Frequency value

Мода №	Частота (Гц)
1	21,421
2	21,475
3	70,225
4	70,379
5	100,3
6	113,3
7	113,3
8	182,69
9	182,69
10	183,49

Первым этапом расчета являются определение собственных форм и частот колебаний приводного вала, так как чрезмерное увеличение динамической нагрузки при входе в зацепление зубьев приводного вала ведет к значительному снижению долговечности передач.

Для моделирования были использованы следующие данные:

1. По чертежам создана твердотельная модель.

2. Закрепления моделировались в местах посадки подшипников, как демпфирующие элементы, данные по демпфирующим свойствам сферического подшипника подсчитывались, как жесткость по формуле

$$J_y = 10^{-4} \frac{d}{\left[K_1 + \frac{K_2}{B}\left(1 + \frac{d}{D}\right)\right]}, \text{ Н/мкм, (1)}$$

где *B, d, D* — соответственно ширина, внутренний и наружный диаметр подшипника, $K_2 = (0{,}65—3{,}2) \cdot 10^{-3}$ — коэффициент, учитывающий натяг подшипника (меньшие значения для большего натяга).

Данные по свойству материала:

Модуль упругости стали *E*: $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа.

Плотность стали: $\rho = 7{,}8 \cdot 10^3$ кг/м^2.

Твердотельная модель была создана в CAD системе КОМПАС и импортирована в PATRAN через расширение *x_t* (рис. 2). Величину демпфирования (Modal Damping) создавали через RBE элементы с жесткостными характеристиками *к* = 0,6 кН/мкм (рис. 3).

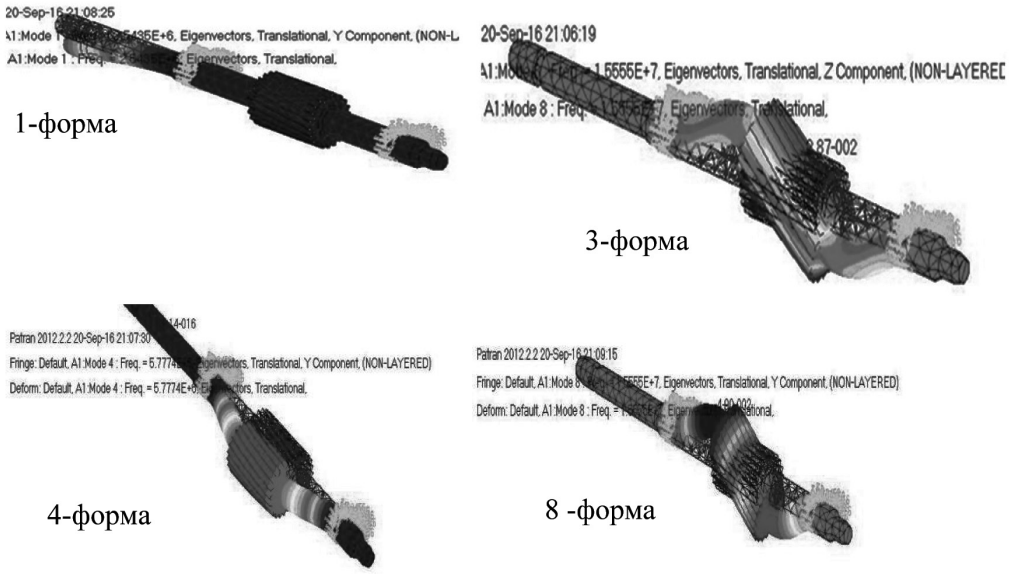

Рис. 4. Формы собственных колебаний приводного вала
Fig. 4. Modes of natural vibration of gear shaft

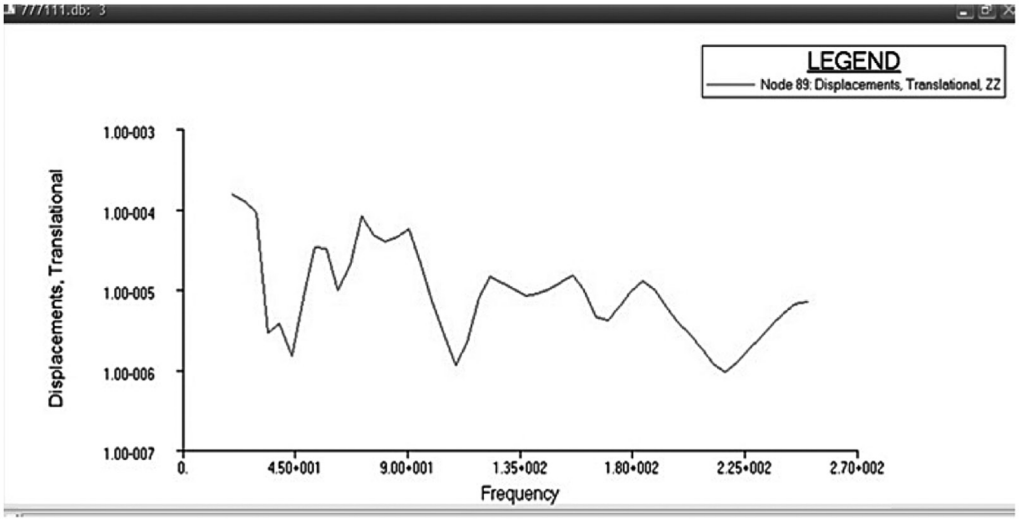

Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика
Fig. 5. Frequency response

Выполнялся расчет типа «NORMAL MODELS», число собственных форм в настройке решателя соответствовало 10.

Примеры форм колебаний конструкции, соответствующих 1-й и 10-й собственным частотам (табл. 1), показан на рис. 4. Видно, что колебания вала носят сложный характер и сочетают изгибные и крутильные формы. Низшая частота, которой соответствует изгибная форма, составляет 13,49 Гц.

На втором этапе предусмотрено исследование поведения приводного вала, как динамической системы при вынужденных колебаниях. Динамические свойства модели необходимо знать, чтобы не допустить или устранить нежелательные колебания [11].

Граничные условия заданы в виде демпфирующих опор, а в качестве возмущения принята дисбалансная сила приложенная к шестерне, возникающая за счет неуравновешенных масс шестерни, частота которой

$$f = n/60, \qquad (2)$$

где n — число оборотов вала.

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) конструкции приводного вала получены с применением алгоритма модального анализа для переходных процессов (Transient response; Type→Modal). В этом типе анализа используется разложение вектора узловых перемещений в ряд по формам собственных колебаний и последующее решение системы. В этом случае задается количество учитываемых собственных форм, а также поле частот силы в диапазоне 1—13 Гц.

Результаты расчета представлены в виде диаграммы, где по осям откладываются интервалы частот возмущающей силы и отклики системы на возмущение в виде амплитуд колебаний вынужденных колебаний (рис. 5).

Наибольший отклик на возмущение можно оценить по резонансным пикам. Видно, что острые резонансные пики на частотах 45 и 70 Гц. На амплитудно-частотной характеристике проявляется третья собственная частота колебаний вала 70 Гц, а также вторая гармоника — 21 Гц, при этом амплитуда колебаний на этой частоте в два раза больше, чем на 70 Гц. Резонансные пики в области более высоких частот гармонически свя-

заны с первой и второй частотой нормальных форм колебаний. На этих частотах проявляются изгибные колебания вала. Таким образом, методом отклика динамической системы приводного вала на стационарное случайное возмущение определены частоты, на которых наиболее вероятно возникновение резонансных колебаний.

Для отработки методики расчета зубчатых зацеплений предпринята попытка разработки и верификации расчетных моделей с применением численных методов.

Для этого в данной работе проведен модальный анализ ведущего колеса зубчатой передачи привода и рассмотрен возможный алгоритм анализа влияния динамических нагрузок на прочность колеса.

Снижение повреждаемости зубьев колеса от динамических нагрузок связано с применением смазок повышенной вязкости, которые увеличивают реальную ширину площадки контакта и лучшее демпфирование, как показали работы В.Г. Пестова, вязкие масла сильно снижают колебания динамической нагрузки [12].

Исследование влияния вязкости на величину динамической нагрузки проводилось на зубчатых колесах с характеристиками: m = 5, b = 10, $z_1 = z_2$ = 18, *HRC* = 61—63, n = 1440 об/мин, смазка поливная, варианты смазки автол-18 и масло, имеющее большую вязкость, масло цилиндровое-38. Осциллограммы показали, что при применении цилиндрового масла полного гашения колебаний не удалось, но наблюдалось значительное снижение усилий действующих на зуб. При усилии 180 Нм, усилие в момент входа зубьев в зацепление снижается почти в два раза, при нагрузке в 9 Нм — в полтора раза.

Анализируя опыт исследования В.Г. Пестова и проведенный динамический анализ приводного вала шаровой мельницы, для увеличения стойкости передачи рекомендуется подбор электродвигателя с частотой более 21 Гц и смазкой вязкостью 32—50 мм^2/с.

Нами поставлен вопрос об учете демпфирующих свойств электромагнитной системы привода шаровой мельницы, так как процесс работы шаровой мельницы носит динамический характер. Снижение динамической нагрузки на зубчатую передачу осуществляется за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода.

Заключение

Выполненные исследования позволили сделать следующие выводы:

• Разработана динамическая модель привода шаровой мельницы, параметры который влияют на показатели износостойкости зубчатых передач, а именно статические и динамические моменты относительно оси вращения барабана, учитывающие векторы сил веса, давления и трения разных частей материала загрузки на внутренней поверхности барабана.

• Снижение динамической нагрузки на зубчатую передачу осуществляется за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода.

• Выполнено компьютерное моделирование колебательных процессов в системе привода шаровой мельницы в среде NASTRAN.

• Разработана методика расчета динамических параметров привода шаровой мельницы.

• Проведен динамический анализ методом конечных элементов в системе NASTRAN, позволяющий определить амплитудно-частотные характеристики приводного вала с зубчатой передачей и влияние их пиковых характеристик на износостойкость зубчатых передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Поветкин В.В.*, *Сушкова О.А.*, *Татыбаев М.К.*, *Багитова С.Ж.*, *Ибрагимова З.А.*, *Исаева И.Н.* Динамические модели шаровых мельниц / Сборник научных статей XII Международная научно-техническая конференция «Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины». Т. 1. — Курск, 2016. — С. 147—158.

2. *Поветкин В.В.*, *Алтынов Ж.Л.*, *Нурымов Е.К.*, *Букаева А.З.*, *Исаева И.Н.* Методика оценки сложных систем с позиций надежности / Сборник статей научно-информационного центра «Знание» по материалам XII международной заочной научно-практической конференции «Развитие науки в XXI веке», 2 ч. — Харьков, 2016. — С. 74—80.

3. *Irina Isaeva, Vitaly Povetkin, Madina Isametova, Manshuk Kerimzhanova, Amina Bukayeva, Zaure Ibragimova*. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears Journal of Vibroengineering PROCEDIA, 2016 (December), Vol. 10, p. 46—51. Scopus

4. *Диментберг Ф.М.* Изгибные колебания вращающихся валов. — М.: АН СССР, 1959. — С. 246.

5. *Ristivojevic M., Lazovic T., Vencl A.* Studying the load carrying capacity of spur gear tooth flanks // Mechanizm and machine Teory, 2013. Vol. 59. pp. 125—137.

6. *Wojnarowski J., Onishchenko V.* Tooth wear effects on spur gear dynamics // Mechanizm and machine Teory, 2003. Vol. 59 p. 161—178.

7. *Herting David N.* MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis User's Guide, version 70, 1997. — P. 28.

8. *Гинесин Л.Ю.* Расчет критических оборотов роторов ГТД с использованием 3D моделей в MSC.Nastran / Вторая Российская конференция пользователей систем MSC. — М., 2011.

9. *Леликов О.П.* Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. — М.: Машиностроение, 2007. — 464 с.

10. *Ануфриев И.Е.*, *Смирнов А.Б.*, *Смирнова Е.Б.* MATLAB 7. — СПб.: БХВ Петербург, 2005.

11. *Жилкин А.К.* Основы инженерных расчетов в NASTRAN: пособие. — М.: 2012. — 576 с.

12. *Пестов В.Г.* Экспериментальное определение динамических нагрузок на зубьях цилиндрических прямозубых колес. — М.: Машиностроение, 1997. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Поветкин Виталий Васильевич[1] — доктор технических наук, профессор, e-mail: vv1940_povetkin@mail.ru,
Исаметова Мадина Есдаулетовна[1] — кандидат технических наук, доцент,
Исаева Ирина Николаевна[1] — докторант,
Букаева Амина Захаровна[1] — докторант,
[1] Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева.

ISSN 0236-1493. Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2018. No. 5, pp. 184–192.

V.V. Povetkin, M.E. Isametova, I.N. Isayeva, A.Z. Bukayeva

DYNAMIC MODELING OF BALL MILL DRIVE WITH REGARD TO DAMPING PROPERTIES OF ITS ELEMENTS

The article describes the dynamic model of a ball mill drive. The parameters of this model determine indices of wear resistance of gears, namely, static and dynamic moments relative to rotation axis of the mill drum with regard to vectors of weight force, pressure and friction of mill feed particles on the inner surface of the drum. The dynamic analysis of 3D model of the ball mill drive is implemented using the finite element method in NASTRAN and MSC/Patran environments, the

finite element model of the ball mill drive is built, and the gear shaft frequency responses and the influence of their peak values on the gear wear resistance are determined. The frequency responses of the gear shaft are obtained using the algorithm of the model analysis for transient processes (Transient response; Type→Modal). By analyzing energy of deformation of finite elements in the model given certain waveforms, it is possible to identify structural stiffness domains such that the change in stiffness in these domains can result in damping and in shift of natural frequencies, which prevents resonance events.

Key words: drive, ball mill, modeling, dynamic parameters, damping elements, wear resistance, finite element, gearing toothing.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-5-0-184-192

AUTHORS

Povetkin V.V.[1], Doctor of Technical Sciences,
Professor, e-mail: vv1940_povetkin@mail.ru,
Isamelova M.E.[1], Candidate of Technical Sciences,
Assistant Professor,
Isayeva I.N.[1], Doctoral Student,
Bukayeva A.Z.[1], Doctoral Student,
[1] Kazakh National Research Technical University
named after K.I. Satpayev,
050013, Almaty, Kazakhstan.

REFERENCES

1. Povetkin V. V., Sushkova O. A., Tatybaev M. K., Bagitova S. Zh., Ibragimova Z. A., Isaeva I. N. *Sbornik nauchnykh statey XII Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Vibratsionnye tekhnologii, mekhatronika i upravlyaemye mashiny»*. T. 1 (Collection of scientific articles XII International scientific and technical conference «Vibration Technologies, Mechatronics and Steered Cars», vol. 1), Kursk, 2016, pp. 147—158.

2. Povetkin V. V., Altynov Zh. L., Nurymov E. K., Bukaeva A. Z., Isaeva I. N. *Sbornik statey nauchno-informatsionnogo tsentra «Znanie» po materialam XII mezhdunarodnoy zaochnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Razvitie nauki v XXI veke»*, 2 ch. (Collection of articles of Znaniye scientific information center on materials XII of the international correspondence scientific and practical conference «Development of Science in the 21st Century», 2 part.), Khar'kov, 2016, pp. 74—80.

3. Irina Isaeva, Vitaly Povetkin, Madina Isametova, Manshuk Kerimzhanova, Amina Bukayeva, Zaure Ibragimova. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears *Journal of Vibroengineering PROCEDIA*, 2016 (December), Vol. 10, pp. 46—51. Scopus

4. Dimentberg F. M. *Izgibnye kolebaniya vrashchayushchikhsya valov* (Flexural fluctuations of the rotating shaft), Moscow, AN SSSR, 1959, pp. 246.

5. Ristivojevic M., Lazovic T., Vencl A. Studying the load carrying capacity of spur gear tooth flanks. *Mechanizm and machine teory*, 2013, Vol. 59, pp. 125—137.

6. Wojnarowski J., Onishchenko V. Tooth wear effects on spur gear dynamics. *Mechanizm and machine teory*, 2003, Vol. 59, pp. 161—178.

7. Herting David N. *MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis User's Guide, version 70*, 1997, p. 28.

8. Ginesin L. Yu. *Vtoraya Rossiyskaya konferentsiya pol'zovateley sistem MSC* (Second Russian conference of users of the MSC systems), Moscow, 2011.

9. Lelikov O. P. *Osnovy rascheta i proektirovaniya detaley i uzlov mashin* (Basics of calculation and design of parts and machine components), Moscow, Mashinostroenie, 2007, 464 p.

10. Anufriev I. E., Smirnov A. B., Smirnova E. B. *MATLAB 7*, Saint-Petersburg, BKhV Peterburg, 2005.

11. Zhilkin A. K. *Osnovy inzhenernykh raschetov v NASTRAN*: posobie (Bases of engineering calculations in NASTRAN: a grant), Moscow, 2012, 576 p.

12. Pestov V. G. *Eksperimental'noe opredelenie dinamicheskikh nagruzok na zub'yakh tsilindricheskikh pryamozubykh koles* (Experimental definition of dynamic loadings on teeths cylindrical the straight-toothed of wheels), Moscow, Mashinostroenie, 1997.