

Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-3-4>
УДК 62-112.83

А.Д. Борисова, А.А. Максименко, Н.В. Котенева

БОРИСОВА АНАСТАСИЯ ДМИТРИЕВНА – к.т.н., доцент кафедры (автор, ответственный за переписку), SPIN: 4095-9802, ORCID: 0000-0001-6377-4343, ScopusID: 57210387450, n.perfileva@mail.ru

МАКСИМЕНКО АНДРЕЙ АЛЕКСЕЕВИЧ – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Механика и инноватика», SPIN: 2086-3643, ORCID: 0000-0001-9734-9521, ScopusID: 57210392819, max.astu@mail.ru

КОТЕНЕВА НАТАЛЬЯ ВЛАДИМИРОВНА – к.т.н., доцент кафедры, SPIN: 9504-3330, ORCID: 0000-0002-0956-7631, ScopusID: 26029170000, sopromat116@mail.ru
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
Барнаул, Россия

Влияние контактных взаимодействий сопряженных поверхностей на уровень вибрации и шума механического пресса

Аннотация: Работа механизмов и машин в условиях динамических нагрузок, высоких скоростей и вибраций в значительной мере зависит от динамического контакта элементов конструкций в пределах предварительного смещения, т.е. до наступления процесса трения скольжения. Поэтому задачи снижения уровней вибрации и шума машин при их эксплуатации напрямую определяются контактной прочностью и жесткостью сопряженных поверхностей деталей. В данной статье авторы делают попытку установить закономерности влияния параметров механического контакта на уровень вибрации и шума работы пресса КЕ 2130 и в конечном итоге – разработать инженерный метод динамической оценки сочленений элементов. Для расчетов параметров происходящих процессов использовалась разработанная авторами динамическая модель упругого механического контакта в условиях трения покоя. Полученные данные экспериментально проверены на авторской оригинальной установке.

Анализ результатов исследований позволил сделать выводы о том, что уровень вибрации и шума при работе пресса зависит от характеристик контактирующих поверхностей деталей: параметров микрогеометрии шероховатого слоя, фактической площади соприкосновения, жесткости, физико-механических свойств материалов контактной пары, что и определяет новизну работы. На основании этого для заданных условий работы механического пресса были даны рекомендации, позволяющие снизить показатели вибрации и шума до допустимого предела. Впервые корректирование уровней вибрации машины проводилось с учетом контактной податливости ее сочленений.

Ключевые слова: предварительное смещение, диссипативный контакт, контактная прочность и жесткость, контактные колебания, динамическая контактная оценка, оценка соединений, снижение уровня вибрации, снижение уровня шума

Введение

Вибрационные машины различного технологического назначения находят широкое применение в промышленности. Но повышение производительности машин зачастую влечет за собой увеличение их размеров, рабочих скоростей и ускорения, следовательно – уровня шума и вибрации. Таким образом, для современного производства необходимо, с одной стороны, увеличить амплитуду, частоту, мощности, подводимые к средам, деталям, узлам, с

© Борисова А.Д., Максименко А.А., Котенева Н.В., 2021

Статья поступила: 05.07.2021; рецензия: 09.08.2021; финансирование: Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова.

другой – снизить уровень вибрации и шума, воздействующие на обслуживающий эти машины персонал [3, 4, 14]. Добиться решения проблемы возможно путем создания контактных пар деталей машин с заранее заданными динамическими и диссипативными характеристиками [1, 2, 5–9, 12, 13]. Достижение этих целей в значительной мере сдерживается отсутствием широких исследований динамического контактного взаимодействия сопряженных поверхностей в пределах предварительного смещения, т.е. до наступления процесса трения скольжения, а именно динамической контактной прочности и податливости.

В нашем случае нам необходимо решить проблему высокого уровня вибрации и шума механического пресса: его показатели 100–110 дБ(А) (А – характеристика звукового давления), в то время как технические и санитарные нормы допускают 85–90 дБ (А).

Цель данной работы – выявить закономерности влияния параметров механического контакта на уровень вибрации и шума работы пресса КЕ 2130 и на основе полученных результатов разработать метод динамической оценки сочленений элементов.

Постановка задачи, материалы и методы

Итак, нам необходимо определить уровень шума до и после модернизации пресса КЕ 2130. Для этого мы провели ряд экспериментов, в которых использовали шумомер 2109 фирмы «Брюль и Кьер». Для имитации вырубki применялся гидронагружатель. Измерения проводились как по характеристике звукового давления А, так и по частотам 1/3 октавного фильтра 1615 той же фирмы.

Теоретическое обоснование экспериментов. Для теоретической оценки происходящих процессов использовалась динамическая модель механического контакта в упругой зоне в условиях трения покоя [7, 10], позволяющая определить оптимальные параметры контактирования поверхностей в сопряжении деталей узла исследуемого пресса.

Нам необходимо решить следующие задачи:

- 1) определить виброактивные узлы ползунно-шатунной группы пресса;
- 2) исследовать жесткостные и диссипативные характеристики этих сопряжений;
- 3) выработать рекомендации по снижению уровней вибрации и шума в этих узлах и по снижению виброактивности станины, фундаментов и ограждений механического пресса путем введения демпфирующего объекта – сыпучей среды.

Первый этап: исследование деталей узлов кривошипно-шатунной группы. Были выбраны следующие узлы: 1 – стол, 2 – нижний штамп, 3 – верхний штамп, 4 – шатун, 5 – шток ползуна. Измерения относительных динамических сближений и смещений производились с помощью пьезодатчиков и прибора ВМ-1. Датчики закреплялись непосредственно в указанных узлах.

Данные экспериментов приведены в таблице.

Результаты проверки виброактивности узлов пресса

Название узла	Частота вибраций, Гц	Амплитуда колебаний, м
Стол	170	$0,38 \cdot 10^{-3}$
Нижний штамп	420	$0,12 \cdot 10^{-3}$
Верхний штамп	310	$0,27 \cdot 10^{-3}$
Шатун	220	$0,61 \cdot 10^{-3}$
Шток ползуна	260	$0,44 \cdot 10^{-3}$

Таким образом, наибольшая амплитуда колебаний определилась в сочленении шатуна, а частота контактных колебаний достигла 420 Гц.

Второй этап: экспериментальное исследование жесткости и диссипации энергии в узлах силовой линии пресса: 1 – верхнем штампе, 2 – шатуне, 3 – штоке ползуна, 4 – муфте

кривошипа. Измерения проводились от места приложения нагрузки (верхний штамп) до исследуемого сечения.

Нагружение ползунно-шатунной группы проведено гидронагружателем с максимальным усилием 1000 кН. Перемещения характерных сечений измерялось индикатором часового типа с ценой деления $0,01 \cdot 10^{-3}$ м, причем индикатор устанавливался таким образом, что перемещения измерялись от точки приложения нагрузки до исследуемого сочленения.

Для оценки рассеяния энергии в контакте нагружение носило повторно-переменный характер. Строились петли гистерезисных потерь. Рассеяние энергии W в каждом случае определялось путем измерения площади петли гистерезиса

Зависимость рассеяния энергии от амплитуды прикладываемой силы приведена на рис. 1.

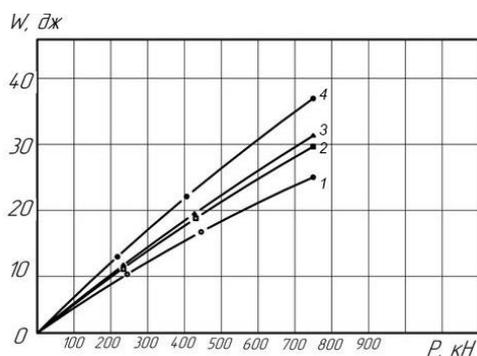


Рис. 1. Диссипация энергии в сопрягаемых поверхностях, кривые: 1 – верхний штамп, 2 – ползун, 3 – шток ползуна, 4 – муфта эксцентрика

Коэффициент поглощения ψ вычислялся как отношение величины энергии, рассеянной за цикл, к величине потенциальной энергии, запасенной деформируемым узлом. Взаимосвязь между коэффициентом поглощения ψ и амплитудой усилия отражена на рис. 2. Как показывают графики, коэффициент поглощения возрастает с увеличением амплитуды усилий.

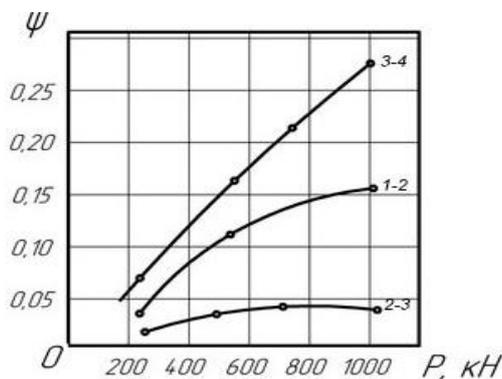


Рис. 2. Зависимость коэффициента поглощения энергии контактом от внешней нагрузки

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы: наибольшей жесткостью обладают – верхний штамп и шток ползуна; наибольшими диссипативными свойствами – муфта эксцентрика; исследованные сочленения можно отнести к классу соединений с высоким коэффициентом поглощения ($\psi=0,2-1,6$).

Основываясь на выводах, сделанных во время первого и второго этапов исследований, мы провели следующие мероприятия по оптимизации контактных условий.

1. Изменены параметры шероховатости контактирующих поверхностей деталей: для деталей шатуна и нижнего штампа значение Ra снижена с $35 \cdot 10^{-6}$ м до $6 \cdot 10^{-6}$ м.

2. Увеличена жесткость контакта верхнего штампа с шатуном.

3. Конструктивными изменениями увеличены диссипативные свойства без ущерба для общей жесткости конструкции.

Эти мероприятия позволили снизить уровень вибрации в силовой линии на 11% и уровень шума – на 6 дБ(А) (5%).

Третий этап: снижение уровня вибрации и шума путем применения демпфирующего объекта – сыпучей среды.

Выбор демпфирующего материала – кварцевого песка обусловлен весьма высоким, по сравнению с другими демпферами, коэффициентом поглощения (0,35–0,6). Данный вывод подтверждается результатами расчетов согласно авторской динамической модели контактного взаимодействия поверхностей [10, 11, 13]. Экспериментальные исследования контактных взаимодействий частиц кварца и полевого шпата проводились на оригинальной установке [6], разработанной ранее.

Создание адекватной модели сыпучей среды применительно к динамическим условиям нагружения потребовало изучения процессов сближения и сдвига на контактных площадках частиц в соответствующих условиях. Ранее выполненные работы были направлены на исследование процессов контактного взаимодействия частиц сыпучей среды при действии статических нагрузок.

Методика расчета тангенциальных колебаний шероховатых сфер, моделирующих частицы сыпучей среды и контактирующих с твердой гладкой полуплоскостью, может быть применена при соответствующих изменениях в расчете сближения и предельного смещения. Эти изменения выражаются в следующем.

В рассматриваемом случае контактирования при определении сближения δ необходимо воспользоваться следующим выражением А.А. Ланкова для случая контакта шероховатой сферы и плоскости (см. [13]):

$$\delta = (1 + \beta^{3/2})kN^{2/3} / 2\beta. \quad (1)$$

Здесь приняты обозначения: N и δ – нормальная нагрузка и сближение; β – коэффициент сжатия эпюры контактных давлений; k – коэффициент пропорциональности между сближением и силой в формуле Герца для определения сближения, который определяется выражением

$$k = 0,8255 \sqrt[3]{I^2 / R}, \quad (2)$$

где R – радиус сферы; $I = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2$ – упругая постоянная материалов сопряженных поверхностей; E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модули упругости 1-го рода и коэффициенты Пуассона основания и сферы соответственно.

Теоретические расчеты проводились с использованием программного комплекса по расчету динамических характеристик зернистой среды: в базу данных были введены следующие параметры: коэффициент Пуассона для кварца – 0,25, модуль упругости – 65 МПа. Используемые значения гамма-функций при параметрах шероховатости $\nu=2$ и $b=0.8$ равны $\Gamma 1=1,136$ и $\Gamma=0.931$.

Для экспериментальных исследований использовались штампы с завальцованными частицами кварца. Непосредственно перед испытаниями контактирующие поверхности для удаления жировых пленок обрабатывались четыреххлористым углеродом.

Исследовалось влияние следующих параметров: сжимающее усилие N , масса штампа с частицами кварца, радиус частицы R , параметры шероховатого слоя – максимальная высота микронеровностей R_{max} и приведенный радиус шероховатости r .

Анализ кривых показал, что рост сжимающего усилия влечет за собой уменьшение амплитуды колебаний.

Влияние массы на смещения в контакте частиц сыпучей среды определилось снижением частоты и амплитуды при росте массы. Такое поведение характерно и для контакта подшипниковых шаров. Особенность этих процессов контактирования частиц: увеличение

массы контактирующего тела влечет за собой более значительное, по сравнению со случаем контакта сфер, уменьшение амплитуды и частоты.

Практический интерес имеют данные влияния размеров (радиусов) частиц на колебательный процесс. Для эксперимента подбирались частицы следующих радиусов: $8 \cdot 10^{-3}$ м, $16 \cdot 10^{-3}$ м, $20 \cdot 10^{-3}$ м с одинаковыми параметрами шероховатости. Анализ этих испытаний показал, что с ростом радиуса частиц амплитуда изменяется незначительно, а частота существенно растет. Эти данные хорошо согласуются с данными, полученными для контактирования сфер.

Экспериментальным исследованиям [6] подвергались частицы кварца и полевого шпата, обладающие различными параметрами шероховатости. После снятия профилограмм осуществляли калибровку частиц одного радиуса $4 \cdot 10^{-3}$ м с различными значениями параметров шероховатости R_{max} и r . Исследования показали, что при увеличении параметров R_{max} и r растет амплитуда смещений, а частота колебаний падает.

Рассеяние энергии оценивалось по коэффициенту поглощения ψ . Характер снижения или увеличения значения коэффициента сохранялся, как и в случае со стальными шероховатыми сферами, однако значение коэффициента выше у стальных сфер.

Приведенные исследования поведения частиц зернистой среды в динамическом контакте позволили перейти к разработке средств снижения уровня вибрации и шума механического пресса путем введения сыпучих сред.

Для увеличения несущей способности и энергопоглощения мы произвели конструктивные изменения следующих, наиболее виброактивных, зон конструкции: фундамент, станина и ограждение, зона вырубki. В гнездах фундаментной плиты 1 (рис. 3) были размещены корпус 4, анкерный болт 8, подвижная 2 и неподвижная (относительно анкерного болта) 7 опорные плиты, между которыми установлены пластины переменной жесткости 3 с начальной кривизной в плоскости их наименьшей жесткости, связанные пружинным кольцом 5. Остальное пространство на 90–95% заполнено определенной сыпучей средой 6.

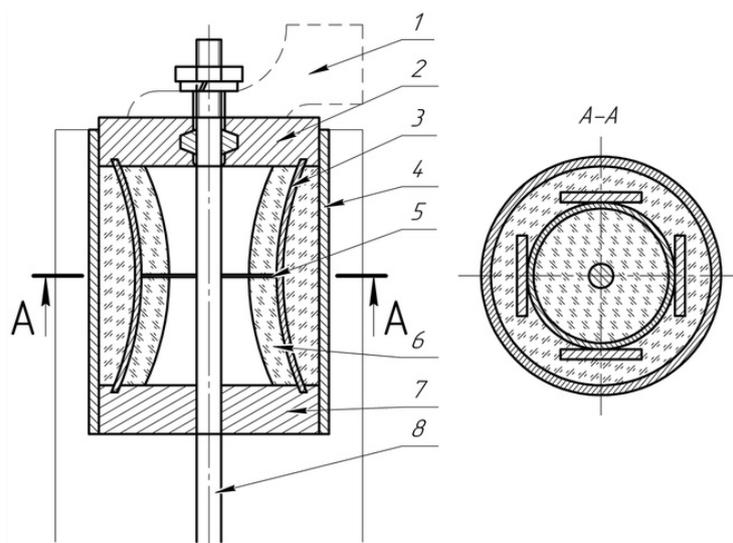


Рис. 3. Виброактивные зоны конструкции пресса

Несущая способность увеличилась в 1,8–2 раза, так как значение модуля упругости сыпучей среды при нагрузках, возникающих в прессе, – 1500–2000 Па. Энергопоглощающая способность возросла в 1,5–2 раза в связи с увеличением коэффициента поглощения.

Заполнение свободного пространства между опорными плитами на 90–95% обусловлено возможным увеличением объема сыпучей среды на 5–10% при ее деформировании. Наличие начальной кривизны и переменной жесткости у пластин способствует резкому возрастанию перемещений их сечений, что приводит к возрастанию амплитуд деформаций

объемов сыпучей среды, а следовательно, и к росту рассеяния энергии. Механизм демпфирования обусловлен процессом деформирования сыпучей среды.

Диссипация энергии в сыпучей среде происходит за счет процессов трения в зонах проскальзывания на площадках контакта сопряженных частиц.

Для снижения уровня вибрации и шума в станине пресса в звукоизолирующем ограждении, содержащем гофрированные панели, покрытые слоем звукоизоляции и укрепленные на переднем, заднем и боковом проемах станины пресса, вводилась сыпучая среда определенных фракций, размещенная между гофрированными панелями и станиной, на поверхности которой имеется прикрепленный слой частиц сыпучей среды. Применение демпфирующего объекта – сыпучей среды позволяет поглощать звуковые колебания станины за счет процессов внешнего трения на площадках контакта сопряженных частиц и внутреннего трения в материале. Процесс диссипации энергии в сыпучих средах характеризуется гистерезисными потерями и является весьма существенным.

Результаты и выводы

Итак, проведенные исследования подтвердили влияние на общий уровень вибраций и шума пресса параметров контактирующих поверхностей деталей его узлов, а именно параметров микрогеометрии шероховатого слоя, фактической площади соприкосновения, жесткости, физико-механических свойств материалов контактной пары, а также условий динамического нагружения, что было сделано впервые.

Рассмотренные на реальных конструкциях примеры подтвердили высокую эффективность созданного метода динамической оценки сочленений элементов машиностроительных конструкций при их конструировании и прочностных расчетах. Методика может быть применена к расчету и проектированию реальных сочленений машин и механизмов с заранее заданными динамическими и диссипативными свойствами.

Проведенные нами теоретические расчеты и экспериментальные исследования – измерения по характеристике звукового давления A и по частотам $1/3$ октавного фильтра 1615 дали возможность разработать рекомендации, которые позволили снизить уровень шума до 14 дБ (A), или на 13%. Для виброактивных узлов пресса снижение амплитуд колебаний – в пределах 9–16%.

Дальнейшее направление исследований – создание уточненного инженерного метода проектирования с учетом контактной податливости и прочности соединений деталей машин для динамических условий работы для широкого класса условно-неподвижных соединений.

Заявленный вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов И.В., Лекомцев П.В. Моделирование точности сопрягаемых поверхностей в конечных соединениях // Вестник машиностроения. 2015. № 6. С 32–35.
2. Беклемышева К.А., Петров И.Б., Фаворская А.В. Численное моделирование процессов в твердых деформируемых средах при наличии динамических контактов с помощью сеточно-характеристического метода // Труды МФТИ. 2013. Т. 5, № 3(19). С. 3–10.
3. Воронцов А.Л., Стратьев В.К., Ступников В.П. Определение напряженного и деформированного состояний и учет упрочнения при внедрении пуансона в тело больших поперечных размеров // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. № 3(88). С. 47–60.
4. Елисеев А.В., Артюнин А.И., Ситов И.С. Метод определения условий ненарушения контакта при вибрационных нагружениях с учетом неударяющих связей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2017. № 1. С. 26–34.
5. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н., Муркин С.В. Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 17–19.

6. Котенева Н.В., Борисова А.Д. Описание и использование экспериментальной установки для исследования закономерностей упругопластического контактного взаимодействия // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 18–22. URL: https://polzvestnik.altstu.ru/media/f/old2/pv2015_01/pdf/018koteneva.pdf (дата обращения: 01.06.2021).
7. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные взаимодействия упругих квазистационарных систем // Ползуновский вестник. 2002. № 1. С. 103–105. URL: https://polzvestnik.altstu.ru/media/f/old2/pv2002_01/pdf/103Maksimenko.pdf (дата обращения: 28.05.2021).
8. Матлин М.М., Мозгунова А.И., Казанкина Е.Н., Казанкина В.А. Методика расчета сближения в контакте сферы с плоской поверхностью детали при малых нагрузках // Трение и износ. 2018. Т. 39, № 3. С. 247–252.
9. Орлов А.В. Контакт упругих тел, имеющих поверхности трения сложной формы // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 61–65.
10. Перфильева Н.В. Динамическая модель упругого механического контакта в пределах трения покоя. Новосибирск: Наука, 2003. 152 с. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=19605226> (дата обращения: 20.05.2021).
11. Feropontov V., Perfileva N., Maksimenko A. Contact Movement in Mating Conical Joints Within Resting Friction. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2019, vol. 2, 1127–1135 p. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_118
12. Hyuna Sangil, Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths. Tribology International. 2007;40(10–12):1413–1422. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.02.003>
13. Maksimenko A.A., Koteneva N.V., Perfileva N.V., Borisova A.D. Analysis of dynamic characteristics of a contact interaction of solids using computational software. PNRPU Mechanics Bulletin. 2019(2):135–142. DOI: 10.15593/perm.mech/2019.2.10
14. Xiao S., Lu Z., Wang P. Multivariate global sensitivity analysis for dynamic models based on wavelet analysis. Reliability Engineering & System Safety. 2018;170:20–30. DOI: 10.1016/j.res.2017.10.007

DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-3-4>

Borisova A., Maksimenko A., Koteneva N.

ANASTASIA BORISOVA, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor (Corresponding Author), ORCID: 0000-0001-6377-4343, ScopusID: 57210387450, n.perfileva@mail.ru

ANDREY MAKSIMENKO, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department Mechanics and Innovation, ORCID: 0000-0001-9734-9521, ScopusID: 57210392819, max.astu@mail.ru

NATALIA KOTENEVA, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, ORCID: 0000-0002-0956-7631, ScopusID: 26029170000, sopromat116@mail.ru
Altai State Technical University named after I.I. Polzunov
 Barnaul, Russia

Influence of contact interactions of mating surfaces on vibration and noise level of the mechanical press

Abstract: Operations of mechanisms and machines under conditions of dynamic loads, high speeds and vibrations largely depend on the processes occurring in the contact of structural elements within the scope of preliminary displacement before the onset of the sliding friction process. Therefore, the problems of reducing the vibration and noise levels of machines during their operation are directly determined by the contact strength and rigidity of the mating surfaces of the parts. In this work, the authors make an attempt to establish the

regularities of the influence of the parameters of mechanical contact on the level of vibration and noise of the KE 2130 press, and ultimately to develop a method for dynamic assessment of joints of the elements. To calculate parameters of the ongoing processes, a dynamic model of elastic mechanical contact under conditions of static friction was used, and all data obtained were experimentally verified. Analysis of the research results made it possible to conclude that the level of vibration and noise during the operation of the press depends on the characteristics of the contacting surfaces of the parts: parameters of the microgeometry of the rough layer, actual contact area, rigidity, physical and mechanical properties of the materials of the contact pair. Based on this, for the given operating conditions of the mechanical press, recommendations were given to reduce the vibration and noise indicators to the permissible limit.

Keywords: preliminary displacement, dissipative contact, contact strength and stiffness, contact vibrations, dynamic contact evaluation, joint evaluation, vibration reduction, noise reduction

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.
The authors declare no conflict of interests.

REFERENCES

1. Abramov I.V., Lekomtsev P.V. Modeling the accuracy of mating surfaces in conical joints. *Vestnik mashinostroeniya*. 2015(6):32–35.
2. Beklemysheva K.A., Petrov I.B., Favorskaya A.V. Numerical modeling of processes in solid deformable media in the presence of dynamic contacts using the grid-characteristic method. *Proceedings of the Moscow Institute of Physics and Technology*. 2013(19):3–10.
3. Vorontsov A.L., Stratyev V.K., Stupnikov V.P. Determination of stress and strain states and consideration of hardening when a punch is introduced into a body of large transverse dimensions. *Vestnik MGTU named N.E. Bauman. Ser. Mechanical Engineering*. 2012(88):47–60.
4. Eliseev A.V., Artyunin A.I., Sitov I.S. A method for determining the conditions of non-breaking contact under vibration loads, taking into account non-retaining bonds. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*. 2017(1):26–34.
5. Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Kuralina N.N., Murkin S.V. Calculation of deformations of a friction joint loaded with a compressive force and an arbitrary system of moments. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2013(7):17–19.
6. Koteneva N. V., Borisova A.D. Description and use of an experimental setup for studying the laws of elastic-plastic contact interaction. *Polzunovsky Vestnik*. 2015(1):18–22. URL: https://polzvestnik.altstu.ru/media/f/old2/pv2015_01/pdf/018koteneva.pdf – 01.06.2021.
7. Maksimenko A.A., Perfilieva N.V. Dynamic contact interactions of elastic quasi-stationary systems. *Polzunovsky Vestnik*. 2002(1):103–105. URL: https://polzvestnik.altstu.ru/media/f/old2/pv2002_01/pdf/103Maksimenko.pdf – 28.05.2021.
8. Matlin M.M., Mozgunov A.I., Kazankina E.N., Kazankina V.A. Method of calculating the approach in contact of a sphere with a flat surface of a part at low loads. *Friction and Wear*. 2018;39(3):247–252.
9. Orlov A.V. Contact of elastic bodies with complex friction surfaces. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2010(10):61–65. URL: https://www.mashin.ru/files/2010/ve1010_web.pdf – 04.06.2021.
10. Perfil'eva N.V. Dynamic model of elastic mechanical contact within the limits of static friction. Novosibirsk, Nauka, 2003, 152 p. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=19605226> – 20.05.2021.
11. Feropontov V., Perfilieva N., Maksimenko A. Contact Movement in Mating Conical Joints Within Resting Friction. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019, vol. 2, 1127–1135 p. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_118
12. Hyuna Sangil, Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths. *Tribology International*. 2007;40(10–12):1413–1422. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.02.003>
13. Maksimenko A.A., Koteneva N.V., Perfilieva N.V., Borisova A.D. Analysis of dynamic characteristics of a contact interaction of solids using computational software. *PNRPU Mechanics Bulletin*. 2019(2):135–142. DOI: 10.15593/perm.mech/2019.2.10
14. Xiao S., Lu Z., Wang P. Multivariate global sensitivity analysis for dynamic models based on wavelet analysis. *Reliability Engineering & System Safety*. 2018;170:20–30. DOI: 10.1016/j.ress.2017.10.007