

Сборник научных трудов
Тематический выпуск
“МАШИНОВЕДЕНИЕ И САПР”

51'2011

Издание основано Национальным техническим университетом
“Харьковский Политехнический Институт” в 2001 году

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель Л.Л.Товажнянский,
д-р техн. наук, проф.

Зам. председателя

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;
В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.;
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Государственное издание

Свидетельство Госкомитета по
информационной политике Ук-
раины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:

А.В.Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;
А.В. Грабовский, канд.техн.наук, доц.;
Г.Н. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;
А.А. Зарубина, канд.техн.наук, проф.;
Г.И. Львов, д-р техн. наук, проф.;
А.Д. Чепурной, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,
ул. Фрунзе, 21. НТУ “ХПИ”.

Каф. ТММиСАПР,
тел. (057) 7076-902.

Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2011. – № 51. – 193 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ “ХПІ”.
Протокол № 10 від 1 листопада 2011 р.

А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф., проректор НТУ „ХПИ”,
А.Л. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук, проф., проф. каф. ВМ, НТУ „ХПИ”,
А.А. ЗАРУБИНА, канд. техн. наук, доц., проф. каф. ТММиСАПР,
НТУ „ХПИ”,
Н.А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф., зав. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

90-ЛЕТИЕ ПРОФЕССОРА А.А. ГРУНАУЭРА

Стаття присвячена 90-річчю видатного вченого професора О.А. Грунауера. Описані деякі віхи його біографії та напрямки діяльності.

Статья посвящена 90-летию выдающегося ученого профессора А.А. Грунауэра. Описаны некоторые вехи его биографии и направления деятельности.

The paper is devoted to 90th anniversary of outstanding scientist Professor A.A. Grunauer. Some milestones of his biography and activities are described.

4 октября 2011 года отпраздновал свой 90-летний юбилей наш Учитель, выдающийся ученый и педагог, доктор технических наук, профессор Александр Адольфович Грунауэр.

Мы поздравляем его с этой знаменательной датой и передаем от редколлегии Вестника НТУ „ХПИ” пожелания здоровья и дальнейших творческих успехов. Знаем, что Александр Адольфович продолжает заниматься наукой, и, вместе с этим сборником, пересылаем в Кайзерслаутерн (земля Рейнланд-Пфальц, Германия), где он проживает в последние годы, приглашение к сотрудничеству в качестве автора и/или рецензента научных статей, по его выбору.



Александр Адольфович
Грунауэр

Для старшего и среднего поколения харьковских политехников имя этого человека, проработавшего в нашем институте без малого 50 лет, в том числе более 20 лет на должности заведующего кафедрой теории механизмов и машин, не нуждается в дополнительных комментариях. А для молодых мы скажем кратко – он был все эти годы и остается сейчас примером честного служения науке и, что не менее важно, – делу воспитания будущей технической элиты нашего государства.

Благодаря его исследованиям были открыты новые научные направления в двигателестроении, теории механизмов и машин, прикладной математике и механике. Он был автором 5 основополагающих учебников и монографий, неоднократно выступал с докладами на международных конгрессах и научных съездах, проводимых в различных странах Европы и мира. Он осуществлял научное руководство 15 аспирантами и 2 докторантами, успешно защитившими свои диссертации в ученых советах Харькова, Киева, Ленинграда, Новочеркасска и других городов.

В качестве ведущего специалиста страны в области регулирования и механики тепловых двигателей он, как официальный оппонент, приглашался на заседания специализированных ученых советов московских и ленинградских вузов, где дал путевку в дальнейшую научную жизнь более 100 соискателям кандидатских и докторских степеней. Особую известность получили случаи, когда проф. А.А. Грунауэр выступал против оппонируемой диссертационной работы и, опираясь во время защиты на неопровержимые аргументы, к этому же решению приводил ученый совет.

Являясь заместителем председателя Методической комиссии Минвуза СССР по теории механизмов и машин, он в 1980-м году подготовил принципиально новый учебный курс, базирующийся на аналитических (а не графических, как было принято ранее) методах исследования рычажных и кулачковых механизмов, а также активном использовании компьютерной техники. И за 10 последующих лет прочел соответствующий курс лекций (сейчас бы это называлось иначе – *провел мастер-класс*) в 13 технических университетах страны, проехав с ним от Львова до Владивостока и от Ижевска до Алма-Аты.

Сейчас, по прошествии многих лет, можно предать гласности и тот факт, что Александр Адольфович руководил еще одной комиссией, наделенной весьма специфическими функциями; неофициально ее называли *региональной комиссией по вечным двигателям*. Причем это назначение произошло не только лишь в силу занимаемой им в то время должности; здесь сработал высокий авторитет научного имени и известная широта его научных интересов. Он получал на экспертизу пакеты, первоначально адресованные изобретателями этих двигателей «В Политбюро» или «В ЦК КПСС», и во главе компании уважаемых доцентов выезжал на место демонстрации макетного образца. К сожалению авторов этих проектов, ни в одном из рассмотренных комиссией случаев факт нарушения закона сохранения энергии зафиксировать не удалось.

На сайте проф. Грунауэра www.grunauer.narod.ru можно найти информацию, что за время своей работы он прочитал лекционные курсы для более четырех тысяч студентов – политехников. Добавим от себя: в том числе и для тех, кто остался работать в ХПИ и со временем пришел к руководству вузом. Еще на старте своей преподавательской карьеры он проводил практические занятия в паре с Н.Ф. Киркачем, впоследствии ректором ХПИ, а также руководил курсовым проектом будущих профессоров А.Ф. Шеховцова и Н.К. Шокотова, которые на протяжении многих лет работали, соответственно, секретарями парткома и профкома. В списке его учеников и среди значений его *второй производной* (то есть, учеников его учеников) можно увидеть проректора по научной работе, деканов и многих заведующих кафедрами машиностроительного и электромашиностроительного профиля.

Если уж и составлять историю ХПИ, то на примерах таких людей, каким является Александр Адольфович Грунауэр. В 70-е годы 20-го столетия он относился к той немногочисленной, но «могучей кучке» профессоров института, с мнением которой руководство считалось. Для людей непосвященных,

но хорошо знавших реалии той эпохи, всегда оставалось загадкой: каким образом этот беспартийный и подчеркнуто аполитичный человек умудряется на протяжении 20 лет руководить кафедрой, все доценты которой состояли в партии, а часть из них, к тому же, были героями – фронтовиками. Время постепенно раскрывает все тайны, дошла очередь и до этой.

В начале всех его историй была война. Как рассказывал Александр Адольфович уже в 1990-е годы (то есть незадолго до своего отъезда в Германию), его родители повстречали друг друга на фронтах первой мировой войны. Отец происходил из приволжских немцев и служил офицером, а мать была украинской дворянкой, которая добровольно пошла работать сестрой милосердия в армейский госпиталь. После революций 1917-го года отец присяге не изменил и воевал на той стороне, которая проиграла; в конце гражданской войны его следы теряются. Дворянское происхождение и связь с офицером Белой Армии сказались на дальнейшей судьбе матери – она была на долгие годы понижена в правах и, несмотря на среднее образование и фронтовой опыт хирургической медсестры, не могла работать по специальности. В годы НЭПа она шила тряпичных медведей и собак. В 1942-м году дочь похоронила ее в Фергане, где они жили в эвакуации.

Несмотря на все трудности, мать смогла воспитать в детях подлинную интеллигентность и привить им чувство патриотизма. Сестра Александра Грунауэра Екатерина в 20-е годы начала учиться в Харьковской Авиашколе, но была оттуда исключена как классово-чуждый элемент. Продолжила учебу в школе планеристов, участвовала во всесоюзных слетах планеристов в Коктебеле, первой среди женщин в СССР получила звание пилота-парителя. В 30-е годы работала инструктором в Московской Высшей школе планеристов, а в годы эвакуации – шофером грузовика ЗИС-5. В 1929 году она вышла замуж за курсанта академии им. Жуковского красного летчика Анатолия Сенькова, который в 70-е годы работал в должности заместителя генерального конструктора ЦАГИ.

Александр поступил в ХММИ, но учебу прервала война. Друзья уходили на фронт, однако людей с немецкими корнями в Красную Армию не брали. Для них в те годы был развернут так называемый Трудовой фронт, по сути – одна из разновидностей ГУЛАГа. Александр Адольфович был мобилизован на этот фронт и отправлен эшелоном сначала в Сталинград, а затем – в Барнаул. Работая по 12-14 часов в день без праздников и выходных, он налаживал станки и точил детали агрегатов танка и гильзы двигателя В-2 сначала для фронта и Победы, а затем, уже после мая 1945-го, для будущих побед. Потенциальных врагов в окружении тогдашнего СССР было много, и демобилизовывать этот ГУЛАГ никто не спешил. В данном частном случае все закончилось тяжелой хронической болезнью, и 25 летнего бойца «списали» за невозможностью дальнейшего использования, после чего, с прекрасной характеристикой в личном деле, отправили в Харьков лечиться и доучиваться на инженера.

Начало научной карьеры. Судьба и далее продолжала испытывать его на прочность. В 1948 году, то есть, сразу же после окончания учебы в ХПИ,

А.А. Грунауэр получил назначение на должность начальника электростанции жилищно-строительного комбината в городе Вятские Поляны. Времена были крутые. Предыдущий начальник был снят с должности и осужден за тяжелую аварию мощного дизель – генератора фирмы *Ингерсол*, полученного по ленд-лизу из США; такая же участь грозила и А.А. Грунауэру.

Техническая документация отсутствовала, и без нее было невозможно определить, сколько масла необходимо залить в регулятор, чтобы он функционировал правильно. Грунауэр тщательно обмерил основные детали дизеля и регулятора, после чего составил подробную математическую модель их работы и произвел необходимые расчеты. Анализ подтвердил, что генератор будет работать устойчиво, если в баке регулятора будет строго определенный уровень масла. Рабочий залез внутрь бака, чтобы отметить керном необходимый уровень, и на той же самой высоте смог разглядеть фабричный знак.

В результате А.А. Грунауэр не только справился с заданием, но и окончательно поверил в силу научных, в том числе и математических, методов исследования. Со временем он стал очень известным специалистом в областях автоматического регулирования и математического моделирования.

В дальнейшем, занимаясь оптимизационным синтезом кулачковых механизмов, он разрабатывал новые подходы к решению задач вариационного исчисления (использующие фазовые диаграммы). Им разработаны оригинальные методы аналитического исследования для ряда замечательных кривых высшей математики, в частности, овалов Кассини, а также линий пересечения тора и цилиндра. На протяжении многих лет заведования кафедрой ТММ ХПИ А.А. Грунауэр поддерживал традицию, заложенную *Я.Л. Геронимусом*, который, работая на той же кафедре ранее, получал новые научные результаты и в механике, и в математике. До Геронимуса в таком же ключе удавалось работать *Ляпунову*, а еще раньше – *Лагранжу*, *Эйлеру*, *Ньютону*, *Архимеду* и некоторым другим великим или прославленным ученым.

Профессор Грунауэр и его «научная берлога». Первое знакомство авторов статьи с А.А. Грунауэром происходило в 1970-е годы, когда он уже защитил докторскую диссертацию, стал профессором, заведующим кафедрой и находился на пике своей научной формы. Так совпало, что примерно в той же фазе находилось развитие всей нашей страны и ее экономики. Мультипликативный эффект от такого совпадения позитивно сказался на судьбе кафедры теории механизмов и машин ХПИ, которая не только получила новую территорию, но и провела активное омоложение кадров и научной тематики. В результате немалых усилий этому процессу был сообщен значительный ускоряющий импульс, и, как следствие, к середине 80-х годов, после присоединения кафедры подъемно-транспортных машин, под руководством проф. А.А. Грунауэра был сосредоточен учебный и научный потенциал, насчитывающий около 70 сотрудников.

И тут надо заметить, что положение профессора в те времена сильно отличалось от того положения, что мы имеем сейчас. Прежде всего, профессоров было очень мало; так, после смерти М.Ф.Семко (в 1978 году) А.А. Грунауэр на про-

тяжении нескольких лет был единственным доктором наук и профессором на всем машиностроительном факультете! Тогда считалось, что в научном мире профессор – это медведь, то есть для наших лесов – это царь зверей, а царей, как известно, изначально не может быть много. Хорошо известно, что два медведя в одной берлоге не уживаются; поэтому на одной кафедре два профессора работать не могли по определению, и каждому, кто защитит докторскую диссертацию, отдавали в руководство свою кафедру.

Поскольку все события (в том числе и защиты диссертаций) в те времена планировались, то указанная система распределения профессорских кадров работала без сбоев; если «свободной» кафедры не было, то ее создавали вновь либо находили у соседей. При этом исходили из старой университетской традиции, когда само слово «кафедра» рассматривалось как место, на котором преподает профессор, а все остальные сотрудники ему ассистируют.

Профессорский уровень и стиль жизни. Материальное обеспечение профессора в 1970-е годы превосходило теперешнее (в сопоставимых ценах и без учета пенсии, которую получают не все) в 2.5...3 раза. Но надо заметить, что и в те времена профессора были им недовольны – они помнили, что в 1950-е годы реальный уровень обеспечения был выше еще в два раза. Известно, например, что акад. Д.Ф. Проскура в 40-е и 50-е годы на свою профессорскую зарплату, без особого ущерба для семейного бюджета, содержал двух секретарей, выплачивая им аспирантскую стипендию.

Если же вернуться на несколько десятилетий назад, в 1910-е годы, то соответствующие цифры можно смело увеличивать еще в 2.5 ... 3 раза. Но тут нужно сделать важную оговорку: те деньги государство выплачивало не одному человеку, а целому трудовому коллективу, включающему неработающую профессорскую жену, кучера, дворника, кочегара, повара, горничную, гувернантку для детей, и пр., и пр. И отказаться от услуг этого коллектива было нельзя – чин действительного тайного советника, которым обладал каждый ординарный профессор императорского университета, не только давал право принимать участия в заседаниях Сената, но и регламентировал определенный уклад и материальный уровень его жизни.

Возвращаясь к анализу той ситуации, которая сложилась и была актуальной для А.А. Грунауэра в 70-е и 80-е годы, можно утверждать, что наш Профессор служил примером мудрого, интеллигентного, доброго и, одновременно, вполне успешного человека. Он легко тратил деньги на книги для огромной научной библиотеки, которую, перед отъездом в Германию, также легко подарил своим ученикам. Он не пропускал премьерные спектакли и значительные, по масштабам нашего города, концерты. Львиную долю своих немалых, по тем временам, доходов он тратил на путешествия; в зрелом возрасте маршруты таких поездок стали традиционными. На ноябрьские и майские праздники – это Крым (7-ми дневную путевку в фешенебельный военный санаторий доставала жена, доцент военного училища), а затем на два летних месяца – в Палангу, где они вместе с женой снимали комнату в доме директора местной школы.

В любом возрасте, как мы его помним, он был легок на подъем. Значительную часть своей жизни проводил в командировках, причем даже в Москву любил летать самолетами; по количеству летных часов в наше время с ним может сравниться разве что государственный чиновник высшего ранга.

В дальних совместных поездках с другими сотрудниками кафедры «права не качал» и «деньгами не сорил». Но из этого правила существовало исключение, о котором знали все. Ему часто приходилось ездить в Киев или в Москву вместе с проф. А.Э. Симсоном, заведующим кафедрой теплотехники ХИИТа, и тогда он обязательно заказывал себе место в салон-вагоне. Объяснялось это просто: А.Э. Симсон по должности имел ведомственный чин *генерала тяги*, и ему такое место предоставлялось автоматически. Поскольку гражданский статус профессоров был одинаков, ХПИ не имел право уступать ХИИТу. Институтское начальство понимало эти нюансы и утверждало смету командировки при сверхнормативном расходовании средств.

Многие командировки в те годы осуществлялись транзитом через Москву; и тогда на обратном пути Профессор на сутки задерживался в столице. Только в 90-е годы мы узнали, что он ездил в подмосковный поселок Жуковский, где в то время жила его сестра и семья Анатолия Сенькова. Разумеется, институтское начальство узнало об этих поездках раньше нас, и Александр Адольфович, по всей видимости, сам того не ведая, попал в список советской (но по-прежнему беспартийной!) номенклатуры.

Грунауэр увлекался фотографией и любил демонстрировать слайды, содержащие хронику его поездок. Автомобиля в собственное пользование он так и не приобрел, но в 60-е годы был заядлым байкером и (нередко вместе со своим сыном) совершал длительные путешествия на мототоллере. Однажды, возвращаясь с Кавказа по Ростовской трассе, он попал в тяжелую аварию, но не бывает худа без добра: за три больничных месяца умудрился написать докторскую диссертацию, на что ранее не хватало времени.

Приезжая в Москву или Ленинград, которые в то время были центрами демонстративного изобилия, он покупал только книги и считал, что все остальное в состоянии приобрести дома, пусть и по более высоким ценам. Толкаться в длинной очереди профессор, по его разумению, не имел права.

Внимательно следил за новинками программируемой микропроцессорной техники (калькуляторы, электронные записные книжки и т.п.), лучшие образцы покупал и с успехом использовал в своей научной деятельности. Считал, и не без основания, что для решения многих инженерных задач использование программируемого калькулятора оказывается эффективнее обращения к ЭВМ общего пользования. Уже в самом начале 80-х годов установил на своей кафедре лучшую по тем временам ПЭВМ «МИР-2», но приобрести персональный компьютер в личное пользование смог только в середине 90-х после переезда в Германию.

Профессорская реформа конца 70-х. Некоторые регламентные моменты, определяющие высокий общественный статус профессора, продолжали действовать в 1970-е и более поздние годы, но их реальное значение со временем

затухало. Переломным в этом отношении стал 1976-й год, когда, копируя заграничный опыт, в нашей стране стали срочно и во множестве создавать научные школы нового образца. Теперь каждая кафедра университета, организующая работу специализированного ученого совета по защита диссертаций, обязана была иметь в своем составе несколько докторов наук, которые образуют, пусть и формально, региональную научную школу по данной специальности.

Поставленная задача решалась разными средствами: за счет внутренних резервов (для чего были убраны преграды, которые ранее искусственно сдерживали карьерный рост преподавателей и научных сотрудников вуза) и за счет кадров, которые переводились на преподавательскую работу из отделов научных институтов или руководящего состава промышленных предприятий. Количество немедленно перешло в качество, но, как и для любой реформы, при этом переходе не все было таким уж однозначно положительным.

Хранители традиции. Кафедра теории механизмов и машин ХПИ не имела и не планировала организовывать свой специализированный совет, и благодаря этому обстоятельству девальвация профессорского звания здесь затронула только лишь сферу его реального материального содержания, а на других уровнях она была отсрочена на целое десятилетие. В результате на этой кафедре, как в интеллектуальном заповеднике, на протяжении всех 80-х годов (когда двум авторам этой статьи посчастливилось работать под руководством проф. А.А. Грунауэра) были сохранены традиции, которые, по свидетельству многих, определяли лицо Харьковского политехнического института во все предшествующие десятилетия его истории.

Описывая эти традиции, прежде всего, следует указать на непререкаемый авторитет Профессора как ученого, преподавателя и руководителя трудового коллектива. Мы слышали от старших товарищей, что в прошлом переход к такому положению вещей не был гладким, но в годы нашей работы на кафедре такое состояние уже устраивало всех.

Да, Александр Адольфович вел на кафедре свою научную тематику и активно помогал ее исполнителям, как говорится, и словом и делом; возможно, он даже по-своему любил этих людей, которых сам отобрал когда-то среди многих других, а затем воспитывал по своему образцу и подобию. Но, с другой стороны, этими же молодыми ответственными исполнителями научных тем он закрывал все форс-мажорные обстоятельства, которых в той жизни было предостаточно (колхозы, стройки, ночные дежурства и т.п.). Имея огромный жизненный опыт, он видел дальше нас, и когда мы, по молодости, увлекались решением неперспективной проблемы, любил повторять: «Прежде, чем решать сложную задачу, подумай, что будешь делать с ее ответом!».

Да, у Профессора было свое, отличное от многих, понимание структуры и задач современного ему учебного курса по ТММ; он первым в СССР среди известных механиков своего поколения осознал те революционные изменения, которые произойдут в теории механизмов и машин после появления компьютеров. Но в то же время он с большим уважением относился к труду

своих коллег – преподавателей и, здраво оценивая ситуацию, не форсировал реформу, время для которой тогда еще не наступило.

Его неизменно доброжелательное отношение к студентам служило примером для всего коллектива кафедры; собственно говоря, при другом отношении ни один ее сотрудник не проработал бы здесь и одного дня.

Таким же доброжелательным было отношение к аспирантам и другим соискателям научных степеней при публичной защите диссертации. Уже потом, во время «разбора полетов» для узкого круга своих учеников, он, как опытный тренер, чаще указывал на ошибки и недочеты заслушанной работы. Глубокое знание предмета исследования и многолетняя практика официального оппонирования научили его безошибочно определять для каждой диссертации ее подлинную научную новизну и практическую ценность, и если они были весомыми, то это, в его глазах, перевешивало остальные плюсы и минусы, выявляемые в ходе защиты.

В Методическую комиссию Минвуза СССР Александр Адольфович попал не по должности и связям, а исключительно благодаря своим способностям, когда врожденная склонность к хорошо организованному, аналитическому и рациональному мышлению была развита годами интенсивной научной и педагогической работы. Его лекции отличались глубиной, доказательностью и лаконичностью; по этим параметрам они, например, приближались к тому «золотому стандарту», к которому постоянно стремятся (но так и не могут его достичь) в лучших учебных курсах высшей математики для технических университетов. Теоретический материал иллюстрировался многочисленными примерами, использующими передовой технический опыт.

Однажды после его очередной открытой лекции Профессора спросили: «Как долго вы готовились к этой лекции?». Он ответил – «К каждой своей лекции я готовлюсь на протяжении всей предшествующей жизни», и мы точно знали, что это было сказано не ради красного словца.

Оценивая открытую лекцию своего начинающего коллеги, он как-то съязвил: «У меня возникло впечатление, что к началу лекции Ваше знание материала опережало аудиторию на 90 минут, но к ее концу уровни знаний совпали. Не расстраивайтесь, цель лекции, в основном, достигнута, а указанный недостаток с возрастом проходит». В дальнейшем цитированные фразы стали достоянием институтского фольклора.

Профессор был требовательным, но справедливым руководителем, никогда не повышал голос на подчиненных, стремился предотвратить, а если это не удавалось, то быстро погасить возникающий конфликт.

При приеме на работу каждого нового сотрудника А.А. Грунауэр собирал объективную информацию о претенденте, как носителе тех или иных профессиональных навыков и человеческих качеств; графы анкеты *партийность* или *национальность* его интересовали в последнюю очередь, и то лишь с той целью, чтобы оценить реальные шансы зачисления в штат. И так в ХПИ того времени поступали многие руководители, но, к сожалению, этот тест на подлинную интеллигентность

выдержали тогда далеко не все. Впрочем, время для откровенного разговора на данную тему еще не наступило.

Как-то, когда руководству вуза удалось навязать ему новую сотрудницу, которая отличалась взрывным темпераментом и скандальным характером, Грунауэр грустно вздохнул и заметил: «Ну что же, теперь будем и на нашей кафедре учиться использовать атомную энергию в мирных целях». Однако, как он и предвидел, ничего хорошего из этой начальственной затеи не вышло.

Виртуальный профессорский кабинет. Одна из сохранных традиций восходила к моменту основания вуза, когда квартиры его ординарных профессоров располагались на территории института, и это создавало уникальную среду для активизации научного и культурного общения всех его сотрудников. Заметим, что эту традицию пытались поддерживать и далее, когда рядом с институтом строили ведомственное жилье, но габариты новых квартир плохо соответствовали решению данной задачи.

Грунауэр жил на Пушкинском въезде в высотном доме дореволюционной постройки и, вместе с женой и ее сыном, занимал там три, а затем четыре комнаты в пятикомнатной крупногабаритной квартире с парадным и черным ходом, высокими потолками, дубовым паркетом и просторными коридорами. Одна из комнат служила профессорским кабинетом, где стоял огромный, во всю стену, книжный шкаф, журнальный столик и мягкие кресла, располагающие к долгой и неторопливой беседе. Впрочем, гостей принимали и в других комнатах этой квартиры, где можно было увидеть большой профессорский стол и все те материалы, с которыми он работал в это время. Собственно говоря, этот стол и эта квартира и были тем штабом, из которого осуществлялось руководство коллективом, численность которого, напомним, доходила до 70-ти человек.

Александр Адольфович, если в этот день он не был в командировке, приходил на кафедру ровно в 10 часов утра (по этому моменту можно было сверять часы), и, как правило, находился на ней до 12 часов дня. Своего кабинета, да и особой нужды в нем, у него не было. После полудня его следовало искать на лекции, на заседании какого-либо совета, либо дома; все передвижения Профессора были известны заранее и, если возникала такая необходимость, с ним можно было встретиться в перерыве лекции или, после предварительного звонка, со своими проблемами прийти к нему домой. Последнее было особенно приятным, потому что там не только решали твои производственные проблемы, но и обязательно угощали чем-нибудь вкусным. Поэтому от приглашения в гости к своему заведующему сотрудники кафедры обычно не отказывались.

Исход, или возвращение к отцовским корням. Номер домашнего телефона 43-23-21 в Харькове уже не существует, но и через 20 лет его невозможно забыть. Часто хочется позвонить, договориться, как это бывало раньше, о встрече с Учителем, и там, за чашкой чая, решить все свои проблемы. Но, увы, эту возможность мы уже давно потеряли.

В 1994-м году горисполком отказал Профессору в предоставлении последней, освободившейся к этому времени комнаты из описанной выше ком-

муналки, то есть он не признал его гражданского (и статусного) права, хотя бы на склоне лет, пожить вместе с семьей в своем доме. Когда и ректор института Ю.Т. Костенко не смог отстоять это его право перед городскими чиновниками, А.А. Грунауэр принял решение эмигрировать в Германию.

Перед отъездом Александр Адольфович предал огласке еще одну страницу своей истории, которая, в силу принятого им ранее решения, так и не стала фактом его биографии (но это свое давнее решение, как было ясно из разговора, он теперь считал ошибочным). В 1979-м году в Сибирском отделении Академии наук СССР появилась вакансия члена-корреспондента по специальности «механика», и Грунауэр получил официальное приглашение баллотироваться на это место. При этом он должен был переехать в Барнаул и занять одно из кресел в руководстве Алтайского политехнического института. К этому креслу прилагалась четырехкомнатная двухуровневая квартира в номенклатурном доме, расположенном в самом центре Барнаула, и еще целый список других благ и привилегий.

За годы войны Барнаул стал для Александра Адольфовича родным городом, поэтому, прежде чем окончательно отказаться от этого заманчивого предложения, он долго колебался. Наверняка, на принятие такого решения повлияло много факторов, но главным было то, что он получал в то время огромное удовлетворение от своей работы и того настоящего Дела, которым он занимался в Харькове, в стенах его политехнического института, а также далеко за пределами нашего города.

Когда, уже много позже и по независящим от него причинам, этого Дела не стало, на первый план вышли вопрос здоровья и «квартирный вопрос» (который, и тут нужно согласиться с Михаилом Булгаковым, для нашей страны остается болезненным и поныне). Вспомним также о произошедшем к середине 90-х годов катастрофическом ухудшении материального положения вузовских преподавателей, что больше всего ударило по профессуре, привыкшей жить иначе и, одновременно, не имеющей альтернативных источников существования.

В результате, мы стали свидетелями того массового и печального для нашей страны явления, которое когда-нибудь, следуя библейской традиции, назовут Исходом. Сейчас на работу в Европу и Северную Америку уезжают самые сильные, а тогда уезжали лучшие из нас. Прямые и отдаленные последствия нового Исхода Украина будет преодолевать еще долгие десятилетия.

При всей трагичности этого явления для общества в целом, Исход для отдельных его участников был выбором нового жизненного пути, и с ним связывались определенные надежды. У Профессора такие надежды сбылись частично и не оказались напрасными: в Кайзерсляутерне имеется университет, и он продолжил там свою научную работу. Кроме того, в почтовой переписке и по телефону он продолжал консультировать своих учеников и, что не менее важно, неизменно поддерживал их во всех трудных начинаниях.

А на летние месяцы, как и во все свои последние годы жизни в Харькове, Профессор уезжал из Германии отдыхать в Палангу, то есть в бывшую Советскую Прибалтику, которая уже успела стать независимой, но от этого

не перестала быть для нас менее родной.

Дороги, которые... Дороги, которые, просматривая представленный выше материал, вслед за классиком можно и должно вспомнить – это *дороги, которые мы выбираем, а также дороги, которые выбирают нас*. В отношении Александра Адольфовича Грунауэра такое воспоминание тем более ценно, потому что здесь, и это можно отметить в дополнение к классику, присутствует еще одна компонента триады: *его дороги и выборы, которые остались нам*.

Так что же стало с теми дорогами и направлениями, которые торил проф. Грунауэр? И тут, прежде всего, важна позиция его кафедры; в истории взаимоотношений коллективов кафедр ХПИ с их бывшими руководителями можно найти разные варианты ответа на поставленный вопрос.

Сотрудники кафедры ТММ и САПР трепетно относятся к уникальному опыту, который оставили предшественники, в первую очередь – Александр Адольфович. Это воплощено в методике и практике работы преподавателей, некоторые из которых начинали свою педагогическую деятельность под руководством Профессора либо были его студентами. Это закреплено в подготовленном на кафедре современном учебнике по ТММ, материалы к которому отбирались с его участием. Это – и ее научные кадры, направления и традиции, которые перекинуты в наше время, но проявляются теперь по-новому.

Так, многие задачи исследования кинематики, силового анализа, динамики, а также синтеза механизмов и машин в настоящее время осуществляются путем компьютерного моделирования. При этом используются новейшие интегрированные системы проектирования и оригинальные разработки молодых ученых, направленные на совершенствование и реализацию математических моделей, разработанных для процессов и состояний, происходящих в сложных и сверхсложных механических системах.

Для решения этих задач привлекаются современные программные комплексы, а их эффективное функционирование обеспечивает развернутый на кафедре уникальный компьютерный кластер «Политехник-125». Как и во времена проф. Грунауэра, тесны связи кафедры с машиностроительными предприятиями, выполняются фундаментальные и прикладные исследования по бюджетной и грантовой тематике.

Но, как хорошо известно, научные интересы Профессора не ограничивались теорией механизмов и машин, а его научная школа не замыкалась рамками нашего города. Ученики профессора А.А. Грунауэра защищали диссертации по различным направлениям прикладной гидромеханики, динамики и прочности машин, приборостроения; фирменным знаком, отличающим эти работы, была их фундаментальность и широкое использование методов прикладной математики. Профессор любил руководить исследованиями, которые лежали на стыке наук. Но главным научным приоритетом оставалось то, что составляло основу его инженерного образования и стало началом научной карьеры, – двигателестроение; здесь же он находил приложения для всех разрабатываемых теорий.

А.А. Грунауэр, вместе с проф. А.Э. Симсоном и другими выдающимися учеными, был инициатором открытия в Харькове специализированного совета по

тепловым двигателям и многое сделал для того, чтобы этот город стал ведущим научным центром страны по двигателестроению.

Разработанные под его руководством физические и математические модели высокого уровня для топливной системы традиционного или аккумуляторного типа, для гидромеханического регулятора и некоторых других агрегатов дизеля остаются востребованными и в наше время. Без этого научного фундамента дизельные топливные системы с электромагнитным управлением впрыскивания, электронный регулятор дизеля и многие другие современные разработки харьковских двигателестроителей были бы невозможными.

В-общем, дороги, которыми проходил проф. Грунауэр, не заросли, не забыты. Они оказались как раз теми магистральными путями, по которым сейчас идет интенсивное движение научной мысли. При этом мы хотим высказать дань глубокого уважения к Человеку, Ученому, Профессору Александру Адольфовичу Грунауэру, который не только предвосхитил эти направления, но и продвигал их с завидной энергией.

Остается только пожелать здоровья и долгих лет активной жизни нашему юбиляру! Предоставим ему слово.

Некоторые эпизоды из моей жизни

1975 г. Барнаул. Действующее лицо: Анатолий Иванович Чепурко (А.Ч.) – в годы войны мастер получистового участка гильзы завода ХХ. Ныне – директор завода УУ. Диалог по телефону:

А. Г.: Анатолий Иванович, это говорит Грунауэр. Я надеюсь, что Вы не забыли мою фамилию?

А. Ч.: Конечно нет. Как я могу забыть фамилию моего наладчика!

А. Г.: Анатолий Иванович, я хотел бы пригласить Вас сегодня на ужин в ресторан «Алтай».

А. Ч.: Дайте разобраться. Как Вы попали в Барнаул?

А. Г.: Приехал проверить работу и проконсультировать моих аспирантов-заочников.

А. Ч.: А кем же работаете Вы, если у Вас тут аспиранты?

А. Г.: Веду кафедру ТММ ХПИ.

А. Ч.: Вот здорово! Мой наладчик заведует кафедрой! Да еще какой!

А. Г.: А что же мне еще оставалось делать, если мой мастер стал директором завода. Да еще какого! (Вечером состоялся ужин по полной программе).

1978 г. Харьков. Действующее лицо: Валентина Степановна Гризодубова (В.Г.), Герой Советского Союза, прославленная летчица. В 20-е годы ее семья жила в Харькове на ул. Дзержинского. (В 1994 г. в этой квартире помещался музей, посвященный ее отцу и ей). Диалог по телефону 43 23 21:

В. Г.: С Вами говорит Герой Советского Союза Гризодубова!

А. Г.: Здравствуйте Валентина Степановна. С Вами говорит профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой ХПИ Грунауэр.

В. Г.: Извините, я наверное ошиблась номером. Но откуда мне знакома Ваша фамилия?

А. Г.: В 20-е годы Вы учились в летной школе вместе с моей сестрой. А я в эти годы сортировал болты и гайки в ящике с крепежом в сарае на улице Дзержинского, где под руководством Вашего отца строились аэросани. Вы и моя сестра ему помогали. Мне тогда было лет 7. (Молчание. Отбой).

07.09.1980. День Танкиста. Харьков. Шашлычная около ипподрома.

Действующие лица: Начальник Военной кафедры ХПИ ген. Безрук и офицеры этой кафедры, в том числе один из них студент-заочник, у которого я веду курсовой проект. Мы с женой проходим мимо стола, у которого разместились участники мероприятия. Мой студент встает и обращается к собравшимся:

- Товарищи! Разрешите представить вам Заведующего кафедрой ТММ нашего института профессора Грунауэра!

А. Г.: Сегодня надо представлять так: наладчика 7-го разряда получистового участка гильзы цеха 110 завода ХХ! (общее оживление)

Ген. Безрук: Начальник штаба! Зачислить в штат! Поставить на довольствие! Выдать фронтную норму! (Последнее было немедленно выполнено и подержано всеми собравшимися).

19.09.2011. Осло. Экскурсия по городу.

Действующее лицо: руководитель экскурсии, норвежка лет сорока. Перевод с немецкого.

А. Г.: Простите, пожалуйста, что говорит Вам имя Вельдинг Ольсен?

Рук. эк.: Ничего.

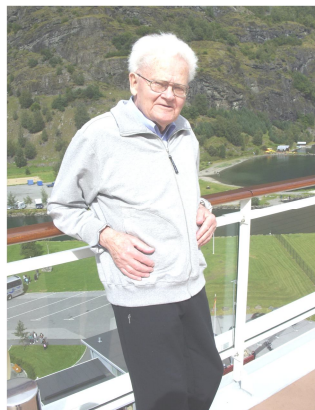
А. Г.: Странно. Ведь это первый норвежец, погибший во 2-й мировой войне. Он был командиром сторожевого корабля Пол-III, целью гибели которого была сорвана важная часть операции „Weserübung“, предусматривавшая внезапный захват Осло в апреле 1940 года.

Рук. эк.: Простите, а где вы нашли такие интересные сведения?

А. Г.: Впервые я прочитал о событиях ночи 09.04.40 в советском журнале «Техника молодежи» примерно в 1977-1978 годах. Более подробно все это описано в книге одного из спасшихся участников этих событий Н. Schlünz „Schwerer Kreuzer Blücher“. Вот фотографии из этой книги.

Рук. эк.: Большое спасибо за такие интересные сведения. Постараюсь их использовать.

Поступила в редколлегию 07.10.2011



С.А. НАЗАРЕНКО, канд. техн. наук, с. н. с., ст. научн. сотр.

каф. сопротивления материалов;

В.Л. ХАВИН, канд. техн. наук, проф., зав. каф. сопротивления материалов;

Н.В. НЕПРАН, зав. отд. НТБ;

Л.П. СЕМЕНЕНКО, дир. НТБ, НТУ „ХПИ“

ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ ПРОФЕССОРА Д. С. ЗЕРНОВА

Статья посвящена описанию жизненного пути и творческого наследия выдающегося ученого в области механики и машиностроения, талантливого педагога и видного общественного деятеля, идеолога и успешного организатора высшей технической школы Д. С. Зернова.

Статья посвящена описанию жизненного пути и творческого наследия выдающегося ученого в области механики и машиностроения, крупного организатора высшей технической школы, директора Харьковского и Санкт-Петербургского технологических институтов Д. С. Зернова.

The paper is devoted to the description of the life path and scientific heritage of the prominent scientist in Mechanics, Professor D. S. Zernov.

3 марта 2010 года исполнилось 150 лет со дня рождения Дмитрия Степановича Зернова. В статье произведена первая попытка осмыслить его сложный жизненный путь и разностороннее творческое наследие.

Д.С. Зернов после окончания с золотой медалью 1-й Московской гимназии был принят в студенты на отделение математических наук Императорского Московского университета (ИМУ, сейчас Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова). Среди его лекторов были профессора А.Ю. Давидов; В.Я. Цингер; Н.В. Бугаев; Ф.А. Слудский. За отличные успехи Д. С. Зернов был утвержден правлением Совета ИМУ со степенью кандидата 31.05.1882 г.[1]. Успехи в учебе дали основание "для подготовки к профессорскому званию". Д.С. Зернов защитил магистерскую диссертацию по кафедре чистой математики ИМУ. Получив строго-математическое высшее образование, Д.С. Зернов почувствовал необходимость освоения отраслей прикладной механики и машиностроительного дела. Д.С. Зернов прослушал курс по механическому отделению Санкт-Петербургского Практического Технологического института (СПТИ). Среди его учителей были профессора В.Л.Кирпичев, И.А. Вышнеградский; Н.П. Петров; Х.С. Головин и др.. Д.С. Зернов закончил СПТИ в звании инженера-технолога 31.08. 1885 г..

Для подготовки к профессорскому званию Д.С. Зернов с 1.04. 1887 г. по 10.10. 1889 г. выезжает в научные командировки за границу, где прослушал ряд лекций знаменитых ученых: Рело, Вейерштрасса, Кронекера, Кирхгофа; Стокса, Кельвина; Рэлея; Рейнольдса; Гельмгольца и др.. Д.С. Зернов посетил ряд крупнейших заводов Европы; изучил методы преподавания в лучшей в мире по своему оборудованию механической лаборатории в Шарлоттенбурге; первой в мире учебно-научной Кавендишской лаборатории; Дрезденском техническом университете. Д.С. Зернову было присвоено звание приват-

доцента для преподавания механики 08.12.1889 г. [1]. В 1891 г. помощник директора Харьковского Практического технологического института (ХПТИ, в настоящее время Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт») Х.С. Головин был назначен директором СПТИ. По приглашению директора В.Л. Кирпичева Д.С. Зернов принял на себя обязанности адъюнкта-профессора механики ХПТИ.

Д.С. Зернов 22.05. 1892 г. назначается профессором по кафедре прикладной механики Императорского Московского Технического Училища (ИМТУ, с 7.10. 2009 г. национальный исследовательский Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (МГТУ)). Параллельно Д.С. Зернов читал курсы лекций по начертательной геометрии и практической механике в ИМУ. Он расширил набор учебных средств и моделей механизмов в курируемых им кабинетах практической механики ИМТУ и ИМУ. Некоторые модели демонстрировались на всемирных и российских промышленных выставках.

Для конца XIX века характерно преимущественное развитие специальных механических дисциплин, определявших в то время прогресс машинного производства. 9.02.1895 г. министр народного просвещения утвердил новый устав ИМТУ. Учебный курс стал продолжаться пять лет. По штату ИМТУ профессоров полагалось 11 [2]. Теоретическую механику в ИМТУ и ИМУ читали основоположники современной аэрогидродинамики Н.Е. Жуковский и С.А. Чаплыгин, с которыми у Д.С. Зернова быстро наладилось плодотворное сотрудничество. Коллегами Д.С. Зернова в ИМТУ были такие выдающиеся деятели своего времени, как П. К. Худяков; А.И. Сидоров; А.П. Гавриленко. Во время отсутствия директора ИМТУ И.В. Ариетова исполняющим его обязанностей был Д.С. Зернов. В ИМУ Д.С. Зернов сотрудничал с профессорами Ф.А. Слудским; А.Г. Столетовым; Н.В. Бугаевым; П.А. Некрасовым; Н.А. Умовым; Б.К. Млодзиевским.

Пребывание Д.С. Зернова в ИМТУ и ИМУ совпало с периодом серьезной реорганизации преподавания, при этом из общего русла механики выделяется ряд сформировавшихся дисциплин: прикладная механика; гидравлика и теория турбин; паровые машины; термодинамика; регуляторы. По этим самым существенным и ответственным учебным курсам профессором Д.С. Зерновым ежегодно готовились научно-педагогические труды, которые дополняли существующие теории за счет разработки новых научных направлений или уточнения существующих с привлечением опыта промышленности России и западных стран. Профессор Д.С. Зернов дополнил раздел «Теория механизмов» Ф.Е. Орлова; разработал раздел «Общая теория машин», в котором были рассмотрены общие условия работы машин, способы регулирования их хода; расчет работы сил и прочее. Особое внимание было уделено основам учения о вредных сопротивлениях – трению скольжения, трению качения и трению гибких тел.

Д.С. Зернов рассматривал термодинамику как теоретическую базу анализа циклов тепловых машин, позволяющую дать оценку их эффективности,

и указывающую перспективы их дальнейшего улучшения. Д.С. Зернов подготовил и издал атлас к курсу гидравлики и теории турбин. Вопросы регулирования двигателей рассматривались Д.С.Зерновым в курсах лекций по паровым машинам, заложив начало симбиозу механики машин, термодинамики и теории управления [3]. В курсе гидравлики и теории турбин [4] Д.С. Зернов разобрал проблемы гидростатики и -динамики; рассмотрел уравнение Бернулли, изучил шлюзы, каналы, плотины, поплавки; проанализировал расчет активных и реактивных турбин. Помощник директора ИМТУ и вице-президент Политехнического общества А.И. Астров, ученик профессора Д.С.Зернова, основал гидравлическую лабораторию ИМТУ, которая стала испытательным центром для всех московских производств насосов, гидротурбин, вентиляторов и компрессоров.

Лекции Д.С.Зернова в ИМУ слушали выдающиеся ученые Л.С. Лейбензон; И. А.Калинников; Л.В. Асур. Студентами Д.С.Зернова в ИМТУ были основатели научно-педагогических школ: В.И.Гринецкий; К.В.Кирш; Б.И. Угримов; В.П. Горячкин; К.А. Круг, Н.Р. Брилинг; Л.П. Смирнов; Л.Г. Кифер, А.М. Бочвар, И.И. Куколевский и другие. Деятельность школы теории механизмов и машин ИМТУ-МВТУ-МГТУ после Д.С. Зернова была продолжена заслуженными деятелями науки и техники Н.И. Мерцаловым (выпускник ИМТУ 1894 г.; приват-доцент ИМУ с 1895 г.), Л.П. Смирновым, В.А. Гавриленко; заслуженным изобретателем Л.Н. Решетовым; Академиком-секретарем Отделения проблем машиностроения, механики и процессов управления, Вице-президентом АН СССР К.В. Фроловым.

Профессор Д.С. Зернов неоднократно выступал с докладами на собраниях Политехнического общества при ИМТУ. Он печатает оригинальные статьи в одном из первых русских технических журналов «Бюллетени Политехнического общества». Д.С. Зернов получил звание почетного члена Политехнического общества наряду с П.Л. Чебышевым, В.Л. Кирпичевым, И.А. Вышнеградским, Д. И. Менделеевым.

Зимой 1895-1896 гг. Д.С. Зернов принял участие в Москве во втором съезде по техническому и профессиональному образованию, проведенном по инициативе Русского технического общества (РТО). Под редакцией Д.С. Зернова и помощника директора Департамента торговли и мануфактур С.П. Лангового были изданы труды I секции съезда по высшим техническим учебным заведениям. В конце 1897 года при РТО была создана Комиссия по разработке проекта расширения в России технического образования, в которую вошли 40 известных ученых и представителей промышленности, в том числе Д.И. Менделеев, Д.С. Зернов, Н.И. Путилов, братья Нобель и др.. В 1898 г. Д.С. Зернов публикует в «Русской школе» программную статью «О высшем техническом образовании».

После того, как В.Л. Кирпичев занял должность директора Киевского политехнического института (КПИ), Д.С.Зернов был назначен 27.06. 1898 г. профессором и директором ХПТИ. В 1898 г. ХПТИ в связи с углублением теоретического образования переименован в Харьковский технологический

институт (ХТИ), был увеличен бюджет вуза. К 1.01 1899 г. в ХТИ на общем курсе было 437 студентов, на химическом отделении – 84, на механическом – 290 студентов; СПТИ – 1016; ИМТУ – 865; КПИ – 360 студентов [2].

Д.С. Зернову пришлось работать в условиях, когда необходимо было помочь новым вузам в формировании научно-педагогического состава. В 1899 г. Томский технологический институт (ТТИ, с 2009 г. – Национальный исследовательский Томский политехнический университет) возглавил секретарь учебного комитета ХТИ Е.Л. Зубашев. В дальнейшем преподаватели и сотрудники ХТИ становились в ТТИ директорами: Н.И. Карташов, И.И. Бобарыков, А.Э. Сабек, А.В. Угаров; профессорами: А.А. Потебня, Г.Л. Тираспольский, Д.П. Турбаба, В.Н. Джонс и др. К.А. Зворыкин стал первым деканом механического отделения, а затем директором КПИ. Преподаватели ХТИ В.Ф. Тимофеев и И.Д. Жуков были директорами КПИ, К.Г. Шиндлер – деканом сельскохозяйственного отделения КПИ.

Среди приглашенных в ХТИ Д.С. Зерновым преподавателей отметим «украинского Теслу» профессора Н.Д. Пильчикова; будущих заслуженных деятелей науки и техники П.П. Копняева и Н.Н. Евдокимова; ректоров В.П. Алексеевского (ТТИ), И.А. Красуского и Г.Ф. Буракова (ХТИ), П.П. Пятницкого (Харьковского университета); академиков Д.А. Граве и В.Ф. Левитского; В.Э. Тира; М.А. Воскресенского и др.. Из-за «антипольского указа» 1864 г. А.П. Пшеборский смог только в ХТИ получить с 1898 г. должность штатного доцента механики. В дальнейшем А.П. Пшеборский был ректором Харьковского университета. В 1901 г. Д.С. Зернов пригласил проводить лабораторные занятия по сопротивлению материалов своего и Н.Е. Жуковского ученика в ИМТУ Г.Ф. Проскуру, в дальнейшем основоположника гидроаэродинамики и гидромашиностроения в Украине, члена Президиума и председателя отделения технических наук АН Украины, заслуженного деятеля науки и техники, лауреата Государственной премии.

Курсы лекций по аналитической и теоретической механике в ХТИ вел В.А. Стеклов, ученик А.М. Ляпунова. По предложению В. А. Стеклова вместо так называемых "репетиций" (промежуточных экзаменов) в ХТИ впервые в России были введены практические занятия, на которых решались задачи, иллюстрирующие теорию. Продолжали работать в ХТИ В.И. Альбицкий, А.И. Предтеченский, И.М. Пономарев, П.М. Мухачев; Г.А. Латышев (секретарь учебного комитета), А.В. Гречанинов; В.А. Гемилиан, А.П. Лидов, Н.А. Чернай, М.И. Ловцов А.Н. Бекетов и др..

Важнейшей особенностью российских технических вузов являлся упор на механические дисциплины, потому что механика является основой многих технических специальностей, в которой многообразные проблемы рассматриваются дедуктивным методом на основе немногих начальных принципов. Д.С. Зернов ежегодно издавал научно-педагогические труды по сопротивлению материалов, прикладной механике; термодинамике; теории паровых машин; а также атласы к построению паровых машин и чертежей по прикладной механике. Издание этих курсов оказали

исключительно большое влияние на весь ход разработки научных основ машиностроения. В 1901 г. Д.С. Зерновым был написан учебник по термодинамике и теории паровых машин [5], в котором он обстоятельно изложил оба начала термодинамики и вытекающие из них дифференциальные уравнения, рассмотрел свойства совершенных газов и их смешение, газовые процессы и циклы, регенеративные циклы. Большой раздел посвящен свойствам насыщенных и перегретых паров, в нем приведены таблицы водяного насыщенного пара и формулы для расчета паровых процессов. «Исключительным по ясности и последовательности изложения» назван этот курс термодинамики в обзоре академика АН СССР С. С. Кутателадзе [6].

Курс сопротивления материалов Д.С. Зернов читал с 1898 года по декабрь 1902 года. Д.С. Зернов написал курс "Сопротивление материалов", литографированное издание этого курса выходило в Харькове дважды в 1900 и 1902 годах [7]. Позже этот курс вышел в типографическом издании в Петербурге в 1914 году и назывался "Теория сопротивления материалов". Д.С. Зернов заведовал механической лабораторией ХТИ, которая на тот момент была лучшей в России [2]. На базе лаборатории велась научно-исследовательская работа преподавателей и студентов для нужд промышленности. В 1901 г. особая комиссия из преподавателей института под председательством директора Д.С. Зернова разработала проект инженерно-механического корпуса для помещения в нем ряда лабораторий: механической, гидравлической и по испытанию частей машин.

Первым лектором курса «Прикладная механика» в ХТИ был профессор Д.С. Зернов [8]. Выдающийся учебник Д.С. Зернова «Прикладная механика» многократно переиздавался и был настольной книгой для нескольких поколений отечественных инженеров-машиностроителей [9]. В нем рассматривается приложение общих принципов и законов теоретической механики к изучению движения особого класса механических систем - машин, приводов и механизмов. В дальнейшем над проблемами ТММ в Харькове работали видные ученые и педагоги профессора П.М. Мухачев; Я.Л. Геронимус, А.А. Грунауэр, Н.А. Ткачук и другие.

В дальнейшем в ХТИ продолжили исследования Д.С. Зернова его ученики: в области паровых турбин и термодинамики С.И. Доррер (первый лектор ХТИ по двигателям внутреннего сгорания [10], заведующий кафедрой МАИ); помощник директора ХТИ и заслуженный профессор Я.В. Столяров, автор книг "Учение о прочности" (1905 г.); "Общий курс прикладной механики" (1911 г.); "Сопротивление материалов" (1918 г.). Среди других студентов Д.С. Зернова отметим генерального представителя в России фирмы «Сименс и Шуккерт», наркома путей сообщения, первого наркома внешней торговли СССР Л.Б. Красина; основателя первой политической украинской партии в Российской империи и знаменитого авиатора Л.М. Мациевича; ректора Одесского политехнического института, заслуженного деятеля науки и техники В.А. Добровольского; авиаконструктора Г.А. Ботезата и др..

С 1898 по 1903 год Д.С. Зернов был председателем Южно-Русского общества технологов и председателем постоянной комиссии по техническому образованию при попечителе Харьковского учебного округа. Ежемесячный выпуск журналов «Известия Южно-Русского общества технологов» был ор-

ганизован к 1903 г.. Библиотека ХТИ была самой большой в Украине по числу томов и названий технического направления.

В 1902 г. при ХТИ было организовано студенческое техническое общество, работу в котором возглавил профессор Д.С. Зернов. На момент открытия количество студентов составляло 189 человек, на следующий год их насчитывалось 232. Работа научного общества заключалась в организации экскурсий на предприятия Екатеринослава, Москвы, Грозного, Баку; издании собственного сборника; выступлениях перед студентами ведущих профессоров и преподавателей и пр.. К 1.01 1903 года в ХТИ стало 1025 студентов. В связи с увеличением контингента (на 1 курсе 300 студентов) был оборудован новый корпус в 1900 г., закончены и приспособлены к занятиям пристройки физической, химической и технической лабораторий в 1902 г.. В 1901 г. заработала институтская электростанция, была оказана помощь в создании столовой для бедных студентов [1]. Председатель комиссии по приему выпускных экзаменов Н.Е. Жуковский в 1902 г. отметил высокое качество подготовки специалистов.

В 1902 г. директор Санкт-Петербургского Технологического института (ПТИ) Х.С. Головин был назначен попечителем Санкт-Петербургского учебного округа. Директором и профессором ПТИ 24.12. 1902 г. назначается Д.С. Зернов, который читал курсы сопротивления материалов, прикладной механики, теории упругости, паровых машин. Параллельно он читал различные учебные курсы в Горном институте, в Морской и Михайловской артиллерийской Академии. После большого перерыва при Д.С. Зернове ПТИ значительно расширяет свои учебные помещения.

В 1903 г. Д.С. Зернов принял участие в работе третьего съездов деятелей по техническому и профессиональному образованию, на котором критиковался официальный курс (принцип сословности), что послужило поводом к закрытию съезда. С 1904 г. Д.С. Зернов играл видную роль в союзе профессоров вузов, был одним из инициаторов в 1905 г. «Записки 342-х ученых» о том, что народное просвещение - главный движитель социально-экономической и культурной модернизации страны. В результате осенью 1905 г. высшая школа получила частичную автономию на территории вузов, прием студентов был значительно увеличен. По политическим мотивам Д.С. Зернов был снят с должности директора ПТИ в 1905 г..

В 1906 г. Д.С. Зернов избран председателем комиссии по подготовке материалов на съезд ректоров и выборных профессоров вузов для принятия нового Устава [1]. В 1907 г. Д.С. Зернов был избран директором ПТИ. В 1908 г. в ПТИ были учреждены 6 стипендий имени Д.И. Менделеева. В ПТИ во время руководства Д.С. Зернова учились А.Е. Порай-Кошиц; А. Н. Толстой; В.П. Вологдин; И.А. Одинг; В.К. Зворыкин, Н.П. Горбунов и др..

К чтению лекций по теоретической механике Д.С. Зернов в 1911 г. привлекает Е.Л. Николаи, в дальнейшем заслуженного деятеля науки и техники, создавшего в Ленинградском политехническом институте (ЛПИ) специальность «Динамика и прочность машин». Д.С. Зернов в 1911 г. пригласил в ПТИ С.П. Тимошенко,

который был уволен из КПИ по политическим мотивам. Д.С. Зернов был почетным членом «Общества содействия успехам опытных наук и их практических применений» имени Х.С. Леденцова, организованного по образу и подобию Фонда Нобеля, но с учетом русской специфики. Сумма, завещанная Леденцовым на создание общества, превышала размер средств Фонда Нобеля.

В 1913 г. Д.С. Зернов был уволен «по выслуге лет» Министром народного просвещения, обвинившего его в том, что он «не придавал особого значения наказанию зачинщиков» при студенческих волнениях. Студенты почтили его благодарственным адресом. Д.С. Зернов оставался председателем Общества технологов, выпускавшего ежемесячный технический журнал, и II Отдела РТО (механики и механической технологии), Общества вспомоществования недостаточным студентам, гласным городской Думы.

Д.С. Зернов занимался и предпринимательской деятельностью, в частности был председателем Особого Правления Общества электрического освещения. Д.С. Зернов и первый президент Украинской АН В.И. Вернадский были избраны членами ЦК Конституционно-демократической партии (неофициальное название „профессорская“). После февраля 1917 г. Д.С. Зернов вернулся в ПТИ. В период гражданской войны, голода и разрухи многие профессора покинули страну, погибли от лишений. В 1920 г. Д.С. Зернов был снова избран ректором ПТИ. Усилиями Д.С. Зернова были осуществлены первые ускоренные выпуски студентов. Им были приняты меры по созданию более приемлемых условий для педагогов и студентов.

В 1917 г. Д.С. Зернов был избран Председателем Всероссийского Союза Инженеров, год спустя преобразованного во Всероссийскую ассоциацию инженеров (ВАИ), которая объединила все дореволюционные технические общества. Журнал "Вестник инженеров" стал официальным печатным органом ВАИ. ВАИ объединяла свыше 20 000 человек. Д.С. Зернов вместе с ректором МВТУ В.И. Гриневецким и В. Н. Образцовым выступал в 1918 г. против огосударствления и политизации профессионального образования. В 1922 г. Д. С. Зернов по состоянию здоровья отказался от должности ректора, оставшись только преподавателем, и вскоре умер. Д.С. Зернов погребён на Смоленском православном кладбище.

Ученики Д.С. Зернова: декан механико-машиностроительного факультета ЛПИ Х.Ф. Кетов, основатель кафедры «Машины-автоматы и полуавтоматы» С.В. Вяхирев, заслуженный деятель науки и техники Н.И. Колчин приняли участие в 1937 г. в издании учебного пособия «Прикладная механика» [11], в котором нашли отражение основные результаты Учителя. Председатель группы технической механики отделения технических наук АН СССР и директор Института механики АН СССР Б.Г. Галеркин назвал в обзоре [12] в числе наиболее видных ученых, работавших в области строительной механики до революции профессора Д.С. Зернова, «сыгравшего огромную роль в подготовке инженеров».

Мы должны сохранить память про выдающегося ученого в области механики и машиноведения, известного педагога и общественного деятеля, идеолога и крупного организатора высшей технической школы Д.С. Зернова.

Список литературы: 1. *Служение* Отечеству и долгу : очерки о жизни и деятельности ректоров харьковских вузов (1805-2004 гг.) / Народ. укр. акад. ; под общ. ред. В. И. Астаховой, Е. В. Астаховой. - Харьков : Изд-во НУА, 2004. 2. *Энциклопедический словарь* / Ф. А. Брокгауз, И. А. Ефрон. - Изд. выходило полутомами с последовательной нумерацией вып. на корешках пер. - С.-Петербург : Типо-Лит. И. А. Ефрона, 1890-1907. 3. *Зернов Д. С.* Паровые машины. (Теория. Термодинамика. Регуляторы). — М. : ИМТУ, 1894. 4. *Гидравлика* и теория турбин : лекции 3-го курса имп. техн. уч-ща / Д. С. Зернов. - М. : Типо-Лит. И. Д. Худякова, 1897. — 145 с. 5. *Термодинамика*: лекции, читан. проф. Д. С. Зерновым в 1901 г. / Д. С. Зернов. - Харьков : Пар. тип. и лит. М. Зильберберг и С-вья, 1901. - 295 с. 6. *Кутателадзе С. С.* Очерк развития теории теплоты в работах русских ученых XVIII и XIX столетий / Кутателадзе С. С., Цукерман Р. В. - М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1949. - 156 с. 7. *Сопротивление* материалов : лекции, читан. проф. Д. С. Зерновым / Д. С. Зернов. - Харьков : Тип. и лит. М. Зильберберг и С-вья, 1902. - 479 с. 8. *Ткачук Н. А.* Кафедра ТММ: годы, имена, события (к 85-летию основания) / Н. А. Ткачук // Вестн. НТУ «ХПИ». — Вып. 53. - 2005. - С. 3-11. 9. *Прикладная механика* : курс лекций / Д. С. Зернов; Харьк. технол. ин-т. — Харьков : Электр. Типо-Лит. С. А. Шмерковича, 1902. — 334 с. 10. *Марченко А.П.* У истоков специальности ДВС в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» / А. П. Марченко, В. А. Пылев, Л. П. Семененко и др. // Двигуни внутрішнього згорання. - 2010. - № 2. - С. 3-6. 11. *Зернов Д. С.* Прикладная механика : в 2 ч. / Д. С. Зернов и [др.]; под ред. Х. Ф. Кетова. - Л. ; М. : ОНТИ. Гл. ред. лит. по машиностроению и металлообработке, 1937. 12. *Галеркин Б. Г.* Развитие строительной механики в СССР / Б. Г. Галеркин / Математика и естествознание в СССР. - М. ; Л. : изд-во АН СССР, 1938.

Поступила в редколлегию 27.04.2010

УДК 539.3

И.В. АРТЕМОВ, гл. конструктор НТК ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

ДИНАМИКА СИСТЕМ С КОНЕЧНЫМ ЧИСЛОМ СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ ПРИ ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ

У статті описано числові дослідження процесів у динамічних системах з однією та кількома ступенями вільності при імпульсному періодичному збудженні. Визначено характер руху при збудженні системи резонансною частотою, а також при субгармонічних режимах.

В статті описано численне дослідження процесів в динамічних системах з однією і кількома ступенями вільності при імпульсному періодичному збудженні. Определен характер движения при возбуждении системы резонансной частотой, а также при субгармонических режимах.

The paper describes a numerical research of processes in dynamical systems with one or more degrees of freedom in pulse-periodic excitation. The nature of motion is determined in excitation of resonance frequency and in subharmonic modes.

Введение. Виброударные крупногабаритные тяжелонагруженные машины с дебалансным возбуждением испытывают сложный спектр воздействий [1, 2]. В некоторых случаях при определенных сочетаниях характеристик возбуждения и спектральных характеристик корпусов этих вибромашин в них возможна реализация ударного резонанса [3, 4]. В связи с этим возникает актуальная задача исследования динамических процессов в таких динамических системах с

целью определения опасных режимов эксплуатации, и, соответственно, разработки рекомендаций по выбору конструктивных схем и параметров проектируемых машин с отстройкой от этих режимов.

Математическая модель и тестовые расчеты. Рассмотрим несколько вариантов динамической системы, подверженной действию периодических импульсов. Данные системы образуются из простейшей одностепенной (рис. 1) путем добавления новых звеньев (рис. 2, 3).

При этом на первое тело m_1 действует периодическая импульсная сила (рис. 4) с частотой

$$\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*, \quad (1)$$

где ω^* , ν^* , T^* – круговая частота возбуждения (c^{-1}), частота (Гц) и период колебаний (с) соответственно.

Длительность импульса δ^* намного меньше периода T^*

$$\delta^* \ll T^*, \quad (2)$$

что обеспечивает условие короткого удара [3, 4], если только

$$\delta^* \leq T_{1,2,3}, \quad (3)$$

где T_1, T_2, T_3 – периоды собственных колебаний исследуемой системы.

I. **Одностепенная система.** В этом случае вид распределения $F_{\text{имп}}$ на интервале, где сила – ненулевая, слабо влияет на характер движения системы в целом, если только импульс единичного всплеска силы

$$S = \int_{T^*} F_{\text{имп}} dt = \text{const}. \quad (4)$$

Тогда, обозначая

$$F_{\text{имп}}(t) = F_{\text{max}} \cdot \varphi(t), \quad (5)$$

из (4) имеем при кусочно-линейном виде $\varphi(t)$

$$S = F_{\text{max}} \int_{T^*} \varphi(t) dt = 1/2 F_{\text{max}} \cdot \delta^*. \quad (6)$$

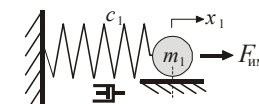


Рис. 1. Одностепенная динамическая система

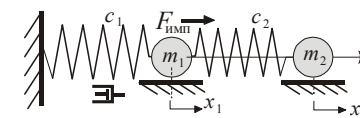


Рис. 2. Двухстепенная динамическая система

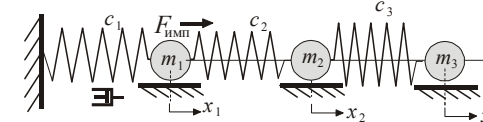


Рис. 3. Трехстепенная динамическая система

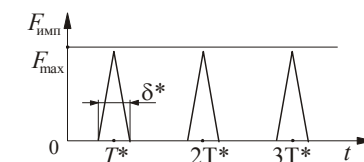


Рис. 4. Распределение периодической импульсной силы во времени

Уравнения движения системы имеют вид:

$$m_1 \ddot{x} + k_1 \dot{x} + c_1 x = F_{\text{имп}}(t), \quad (7)$$

$$\text{или} \quad \ddot{x} + 2\eta \dot{x} + \omega^2 x = A\varphi(t), \quad A = F_{\text{max}}(t) / m_1. \quad (8)$$

Данная система имеет при малом трении одну собственную частоту

$$\omega_{11}^2 \approx \omega^2 = c_1 / m_1. \quad (9)$$

Для анализа ударного резонанса в данной системе можно использовать несколько способов. Рассмотрим два из них – аналитический и численный.

1) *Аналитический метод.* Следуя работе [4], можно применить аналитический способ исследования режимов движения данной системы. Устремляя длительность действия силы δ^* к нулю, но сохраняя ее импульс, для определения установившегося движения можно использовать условия «сшивания» периодических решений:

$$x_1(\tau + T)^* = x_1(\tau); \quad \dot{x}_1(\tau + T)^* = \dot{x}_1(\tau) + S/m, \quad (10)$$

где τ^* – некоторый момент начала очередного периода движения ($\tau = T^* \cdot n, n=1,2,\dots$).

Из условия (10) определяется условие ударного резонанса [4]

$$\omega^* = \omega_{11} / n, \quad n=1,2,3,\dots \quad (11)$$

Таким образом, в системе реализуется множество ударных резонансов, начиная с основного ($\omega^* = \omega_{11}$) и затем на субгармонических режимах различной долиности (кратности) n .

2) *Численное решение.* Аналитическое решение сложно использовать при анализе движения многомассовых систем. В этом случае удобнее применить прямое численное интегрирование систем (7), (8), наблюдая переходные установившиеся режимы их движения. В частности, может быть использована схема интегрирования Рунге-Кутты [5], реализованная в пакете Maple. Тогда при ненулевых δ^* имеем непрерывную функцию $F_{\text{имп}}(t)$, и задавая шаг интегрирования $\Delta \ll \delta^*$, можно получать численные решения, с достаточной точностью отражающие поведение динамической системы. Для анализа решения удобно ввести безразмерные время θ и координату y_1 :

$$\theta = t / T^*; \quad y_{11}(\theta) = x_1(t) / x_{1\text{ст}}, \quad x_{1\text{ст}} = F_{\text{max}} / c_1. \quad (12)$$

Перебирая периодичность действия импульсов

$$T^* = \alpha_1 T_{11}, \quad (13)$$

где $\alpha_1 = [\alpha_1^-, \alpha_1^+]$ – некоторый коэффициент из задаваемого интервала изме-

нения, можно получить искомый набор характеристик движения на дискретном множестве α_1 . Эта информация служит в качестве базовой для анализа поведения системы.

II. *Двухмассовая система.* Уравнения движения системы (см. рис. 2):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = F_{\text{имп}}(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (14)$$

или

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2\eta \dot{x}_1 + \omega_1^2 x_1 + \overline{\omega}_{12}^2 (x_1 - x_2) = A\varphi(t); \\ \ddot{x}_2 + \overline{\omega}_2^2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

1) *Аналитический способ решения.* В данном случае определим только собственные частоты системы (14), (15). При малом трении собственные частоты колебаний двухмассовой системы определяются из характеристического уравнения

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (16)$$

или

$$\omega^4 - \omega^2 \cdot \overline{\omega}_3^2 + \overline{\omega}_1^2 \overline{\omega}_2^2 = 0, \quad (17)$$

где $\overline{\omega}_3^2 = \overline{\omega}_1^2 + \overline{\omega}_2^2 + \overline{\omega}_{12}^2$ (см. (15)).

Тогда собственные частоты колебаний имеют вид:

$$\omega_{2(1,2)}^2 = \frac{\overline{\omega}_3^2 \mp \sqrt{\overline{\omega}_3^4 - 4\overline{\omega}_1^2 \cdot \overline{\omega}_2^2}}{2}. \quad (18)$$

Из (18) можно определить поведение частот, введя в рассмотрение безразмерные параметры

$$\lambda = \omega^2 / \overline{\omega}_1^2; \quad \delta_2 = \overline{\omega}_2^2 / \overline{\omega}_1^2; \quad \delta_{12} = \overline{\omega}_{12}^2 / \overline{\omega}_1^2. \quad (19)$$

Тогда

$$\lambda_{1,2} = \frac{\delta_2 + 1 + \delta_{12} \mp \sqrt{(\delta_2 + 1 + \delta_{12})^2 - 4\delta_2^2}}{2}. \quad (20)$$

В итоге получаем зависимости относительных собственных частот (их квадратов) как функций относительных характеристик «присоединенной» к исходной одномассовой дополнительной части системы. Учитывая, что при этом можно рассмотреть случаи $m_2 \leq m_1, c_2 \geq c_1$, имеем $\delta_2 \geq \delta_{12}, \delta_2 \geq 1$. С учетом этих ограничений и варьируя δ_2, δ_{12} , можно проследить миграцию спектров, определяемую параметром λ .

Таким образом можно определить потенциально опасные режимы с точки зрения возникновения ударного резонанса, а именно – с периодами, крат-

ными собственными частотам.

2) *Численный метод*. Применяется тот же подход, что и для одномассовой системы, однако в этом случае добавляется вторая контролируемая координата – $x_2(t)$, а в остальном процесс аналогичен описанному выше.

3) *Анализ процесса в среде Cosmos Motion*. В настоящее время для моделирования динамики сложных систем во все большей мере используются САЕ-системы типа Cosmos Motion, MSC.Adams, UM. Их несомненным преимуществом является интуитивно понимаемый и удобный интерфейс пре- и постпроцессинга, возможности визуализации и обработки результатов. Более того, эти системы удобно использовать не только для систем материальных точек, но и для реальных тел с той или иной геометрической формами, размерами и свойствами материалов отдельных деталей. В данном случае удобно рассмотреть возможности исследуемой системы, имея в виду использование ее в ходе дальнейших исследований, с одной стороны, а с другой – соотнося полученные с ее помощью результаты с результатами аналитического и численного исследований. Последнее дает некоторую оценку точности и достоверности, обеспечиваемых выбранной системой, например, Cosmos Motion. При удовлетворительных результатах, т.е. когда

$$\frac{|x_{CM} - x_M|}{|x_A|} \leq \varepsilon, \quad \frac{|x_{CM} - x_A|}{|x_A|} \leq \varepsilon, \quad (21)$$

где x_{CM}, x_M, x_A – компоненты решения x_1, x_2 , определяемые в среде Cosmos Motion, Maple и при аналитических вычислениях соответственно, а ε – допустимая погрешность. В дальнейшем можно использовать именно систему Cosmos Motion для моделирования динамики исследуемых многомассовых систем.

III. *Трехмассовая система*. Для этой системы (см. рис. 3) уравнения движения

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = F_{\text{имп}}(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) + c_3 (x_2 - x_3) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (x_3 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Для исследования этой системы применяется численное интегрирование в системах Maple и Cosmos Motion. Предварительная оценка собственных частот проводится по корням характеристического уравнения

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 - m_2 \omega^2 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 - m_3 \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (23)$$

Результаты расчетов

I. *Одномассовая система*. На рис. 5 представлена амплитудно-частотная

характеристика одномассовой системы [3, 4]. На рис. 6-10 – характер динамических процессов в системе при $\alpha_1 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$. Интегрирование ведется при нулевых начальных условиях. Масса $m_1 = 15960$ кг, жесткость $c_1 = 5,28 \cdot 10^6$ Н/м, вязкость 12768 (Н·с)/м, амплитуда силы $A = 2 \cdot 10^6$ Н.

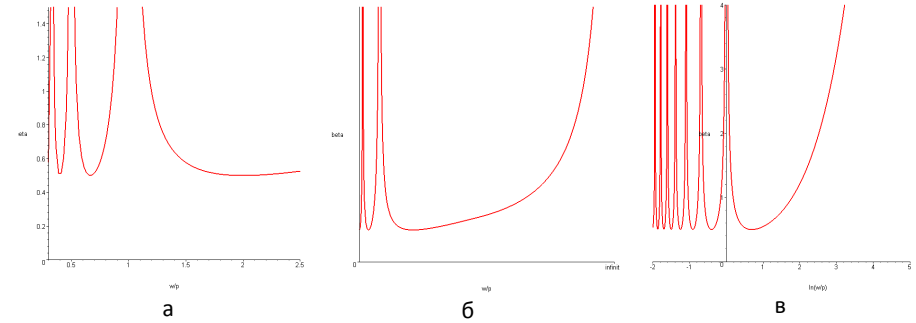


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика одномассовой системы. Коэффициент влияния повторности импульсов как функция относительной частоты действия импульсов (масштаб полулогарифмический): а – $0 < \omega/p < 2,5$; б – $0 < \omega/p < \infty$; в – $e^{-2} < \omega/p < e^5$

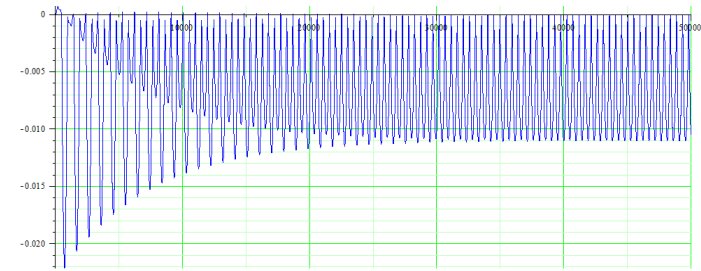


Рис. 6. Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 0,5$

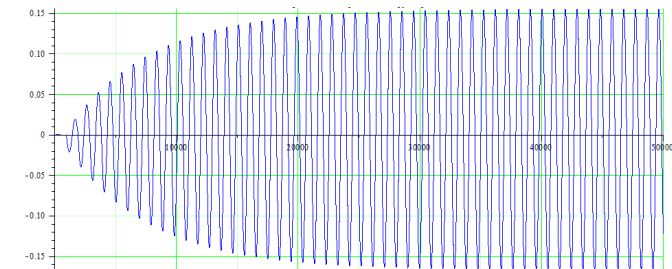


Рис. 7. Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 1,0$

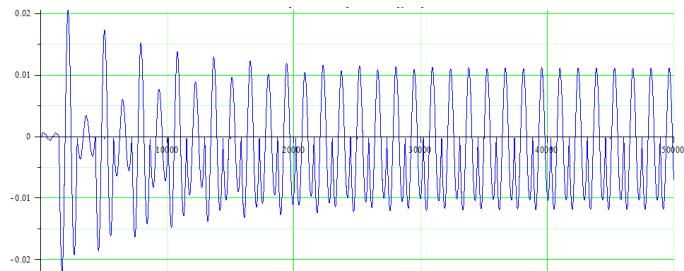


Рис. 8. Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 1,5$

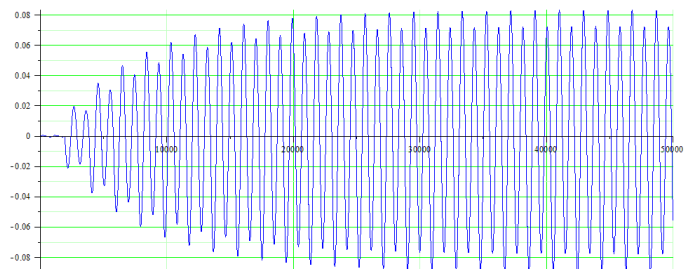


Рис. 9. Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 2,0$

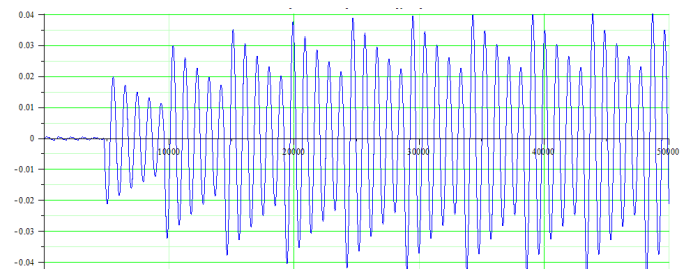


Рис. 10. Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 5,0$

Видно, что при $\alpha_1 \in \{1,0; 2,0; 5,0\}$ наблюдается резкое возрастание амплитуд колебаний в исследуемой системе. Этого не наблюдается при $\alpha_1 \in \{0,5; 1,5\}$. Кроме того, амплитуда колебаний выше на основной частоте, а затем с ростом коэффициента кратности уменьшается. Таким образом, полученные численные результаты коррелируют с результатами аналитических исследований.

II. *Двухмассовая система.* На рис. 11 представлены зависимости $\lambda_{1,2}$ при варьировании $m_2/m_1 \in \{0,1; 0,5; 1,0\}$ и $c_2/c_1 \in \{1; 2; 10\}$. Для конкретного случая $m_2 = 0,5m_1$, $c_2 = 10c_1$ проведено исследование динамики системы (анало-

гично (13) $T^* = \alpha_2 T_{21}$) в диапазоне $\alpha_2 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$. Результаты приведены на рис. 12-16.

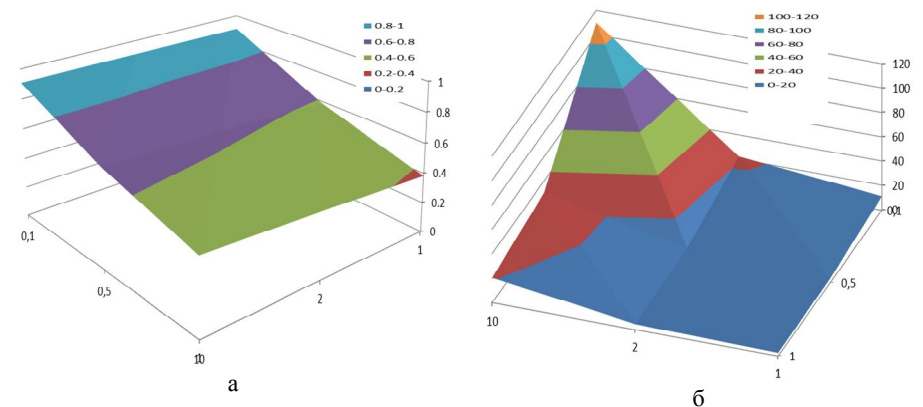


Рис. 11. Зависимости $\lambda_{1,2}$ при варьировании m_2/m_1 и c_2/c_1 : а – λ_1 ; б – λ_2

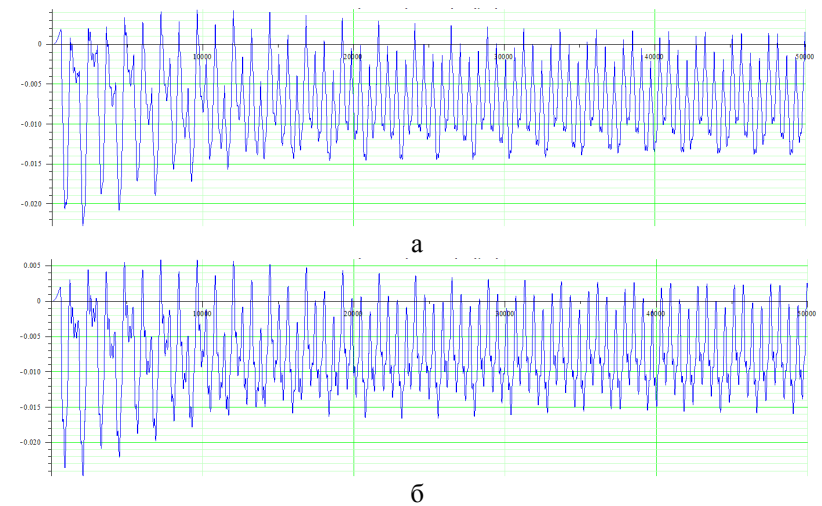


Рис. 12. Динамический процесс в двухмассовой системе при $\alpha_2 = 0,5$: а – тело 1; б – тело 2

Видно, что в этой системе наблюдаются ударные резонансы, обусловленные в том числе измененными динамическими свойствами, добавленными при присоединении второй массы к исходной одномассовой системе. Поскольку вторая собственная частота намного выше первой, то движение тела 2 практически синхронизировано с движением тела 1.

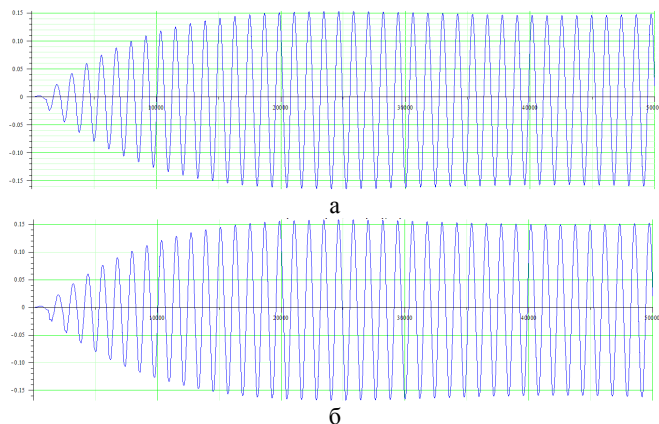


Рис. 13.
Динамический
процесс в
двухмассовой
системе при
 $\alpha_2 = 1,0$:
а – тело 1;
б – тело 2

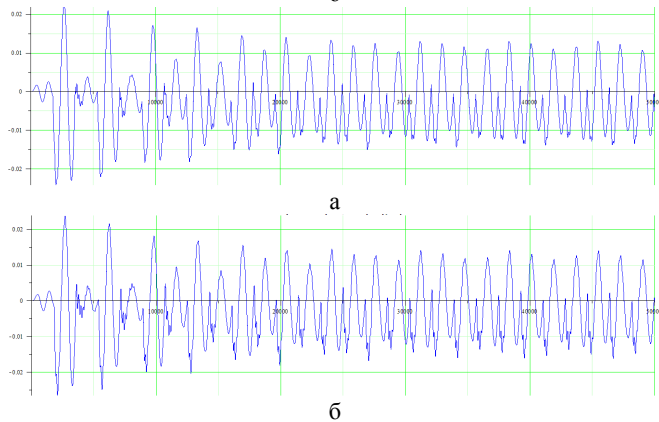


Рис. 14.
Динамический
процесс в
двухмассовой
системе при
 $\alpha_2 = 1,5$:
а – тело 1;
б – тело 2

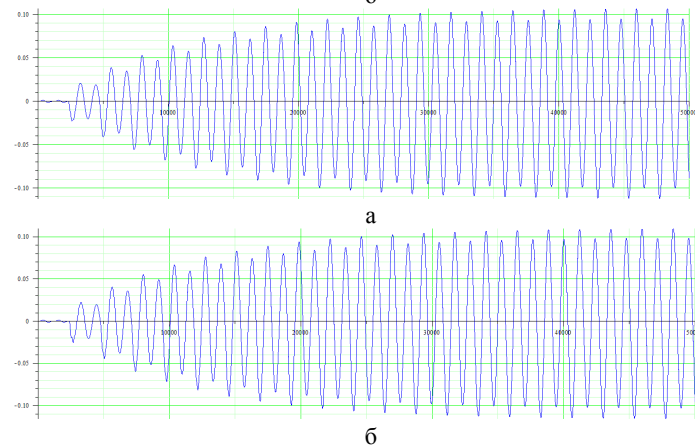


Рис. 15.
Динамический
процесс в
двухмассовой
системе при
 $\alpha_2 = 2,0$:
а – тело 1;
б – тело 2

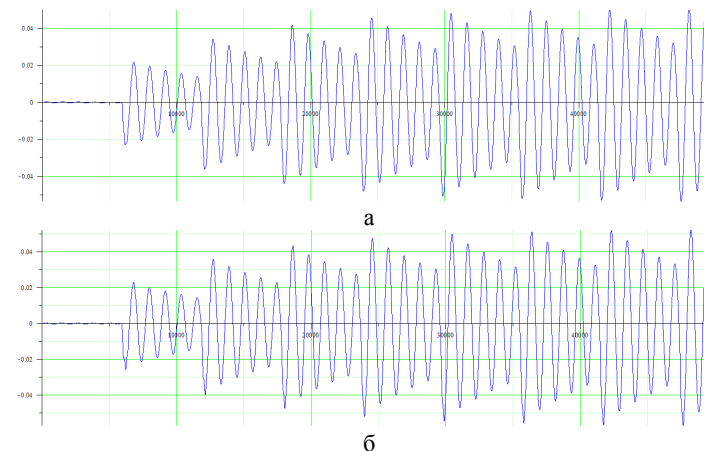


Рис. 16. Ди-
намический
процесс в
двухмассовой
системе при
 $\alpha_2 = 5,0$:
а – тело 1;
б – тело 2

III. *Трехмассовая система.* В данном случае принципиальных отличий в поведении системы по сравнению с двухмассовой не наблюдается. В связи с этим для конкретного случая $m_2 = m_3 = 0,5m_1, c_2 = c_3 = 10c_1$ проведено исследование динамики в диапазоне $\alpha_3 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$ ($T^* = \alpha_3 T_{31}$). На рис. 17-21 представлены соответствующие результаты исследований. Видно, что ударный резонанс достигается как на второй, так и на третьей массе.

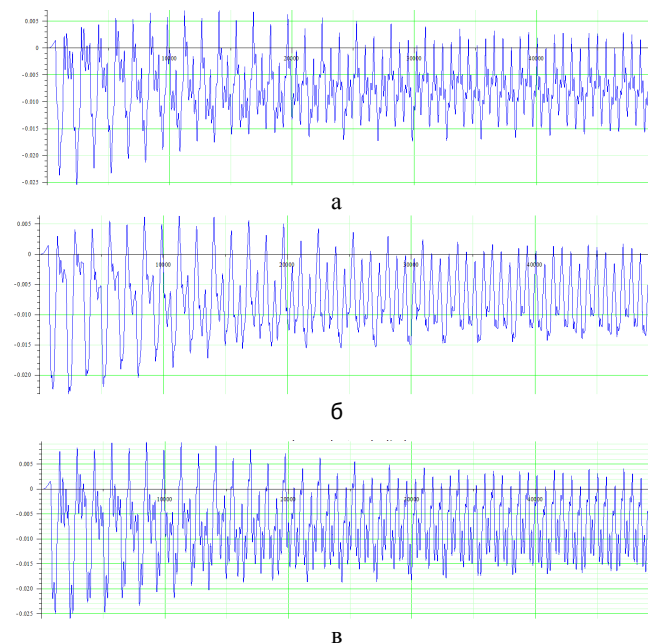


Рис. 17.
Динамический
процесс
в трехмассовой
системе при
 $\alpha_3 = 0,5$:
а – тело 1;
б – тело 2;
в – тело 3

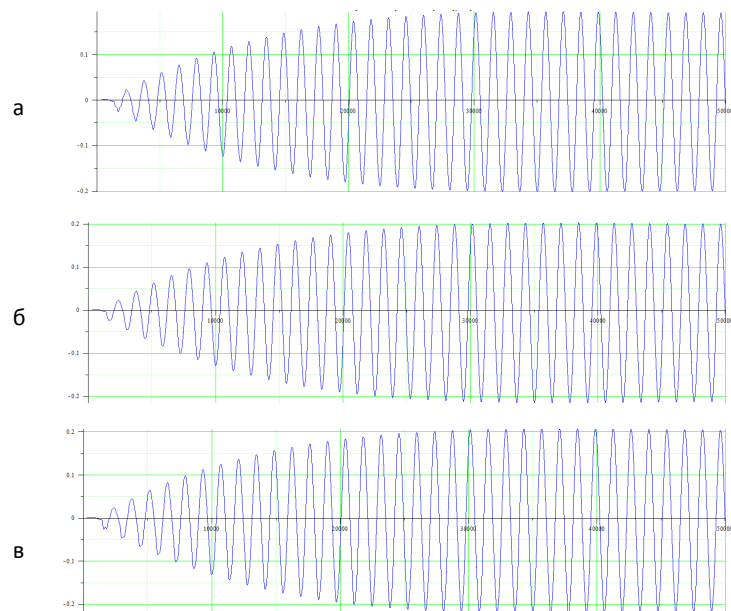


Рис. 18. Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 1,0$:
а – тело 1;
б – тело 2;
в – тело 3

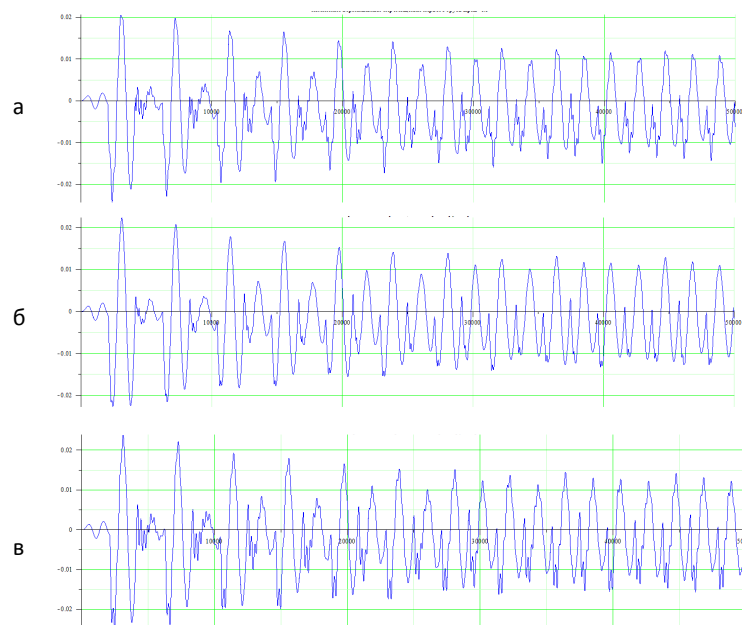


Рис. 19. Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 1,5$:
а – тело 1;
б – тело 2;
в – тело 3

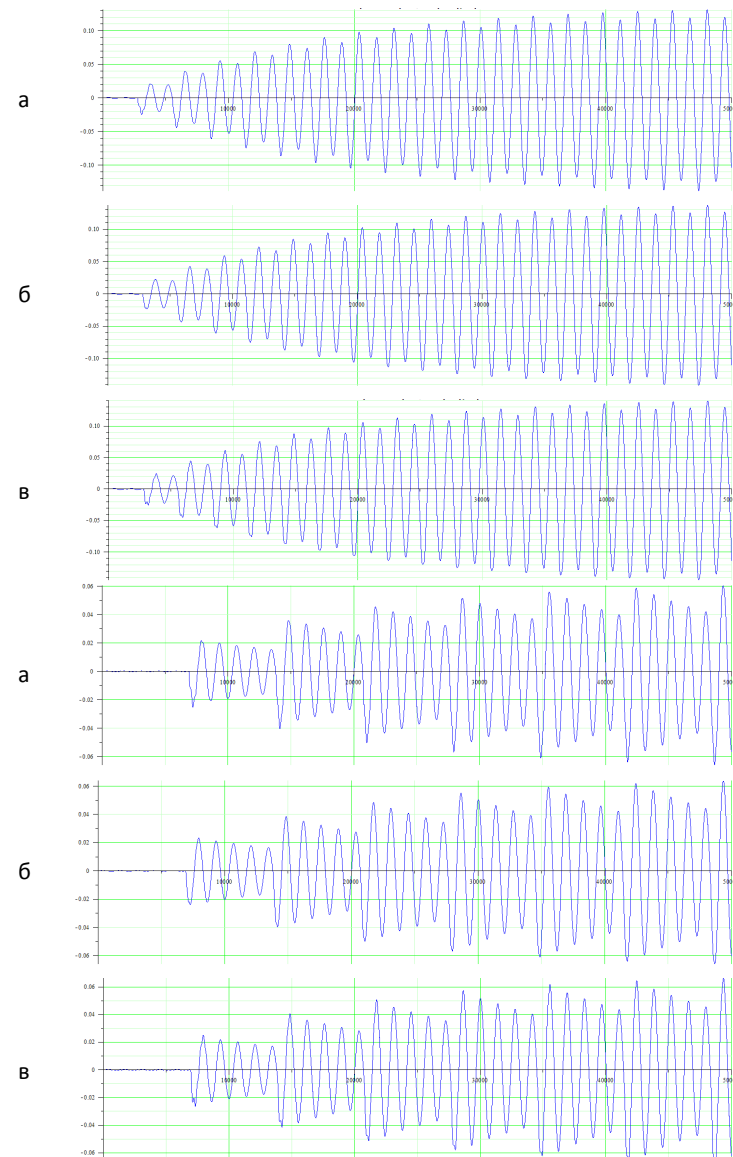


Рис. 20. Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 2,0$:
а – тело 1;
б – тело 2;
в – тело 3

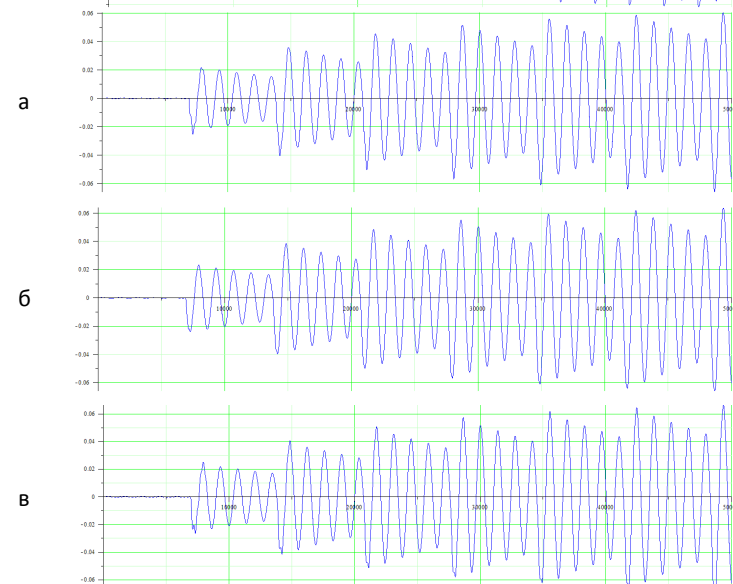
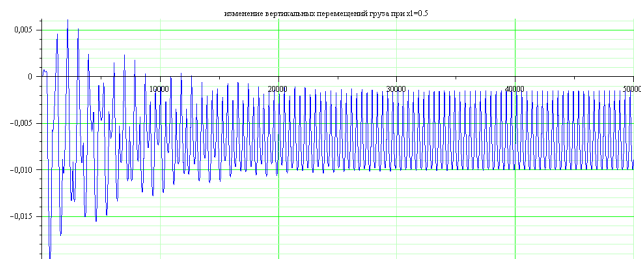


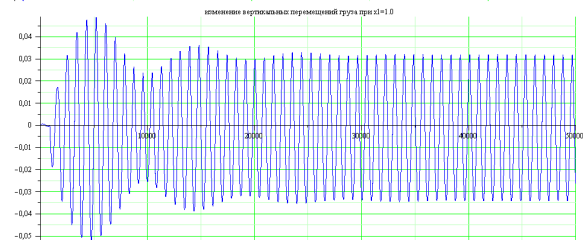
Рис. 21. Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 5,0$:
а – тело 1;
б – тело 2;
в – тело 3

Околорезонансные режимы. Резонансные режимы в системе с конечным числом степеней свободы соответствуют точной кратности собственной частоты частоте возбуждающей силы. Естественно, что при нарушении кратности процесс в исследуемой системе изменяется. Отследить это влияние можно, проварьировав частоту внешнего воздействия. На рис. 22-25 представлены

а



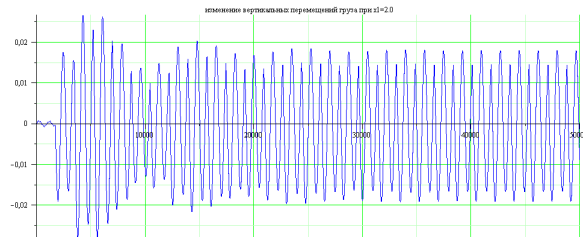
б



в



г



д

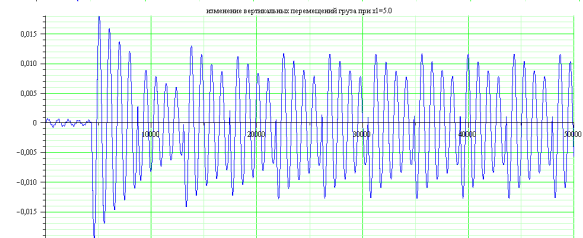
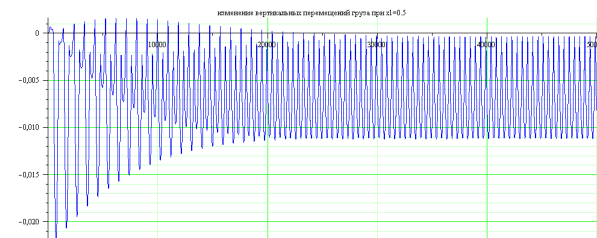
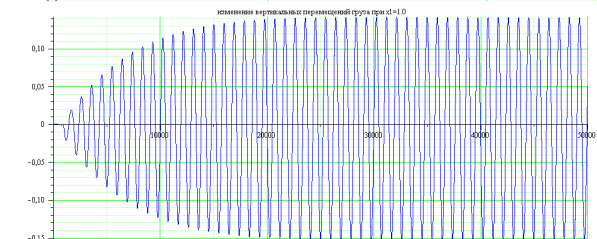


Рис. 22. Динамический процесс в одномассовой системе при:
а – $\alpha_1 = 0,5 + 10\%$; б – $\alpha_1 = 1,0 + 10\%$; в – $\alpha_1 = 1,5 + 10\%$;
г – $\alpha_1 = 2,0 + 10\%$; д – $\alpha_1 = 5,0 + 10\%$

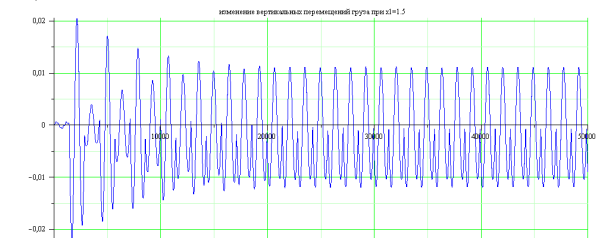
а



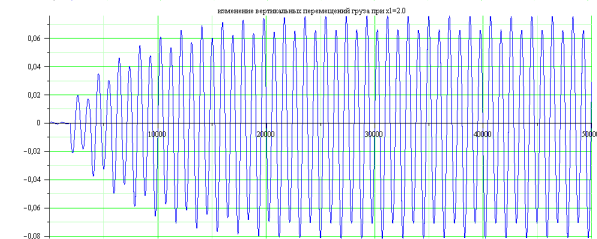
б



в



г

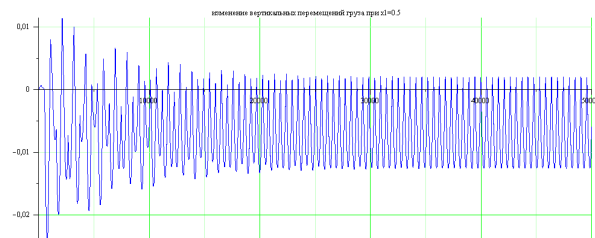


д



Рис. 23. Динамический процесс в одномассовой системе при:
а – $\alpha_1 = 0,5 + 1\%$; б – $\alpha_1 = 1,0 + 1\%$; в – $\alpha_1 = 1,5 + 1\%$; г – $\alpha_1 = 2,0 + 10\%$; д – $\alpha_1 = 5,0 + 1\%$

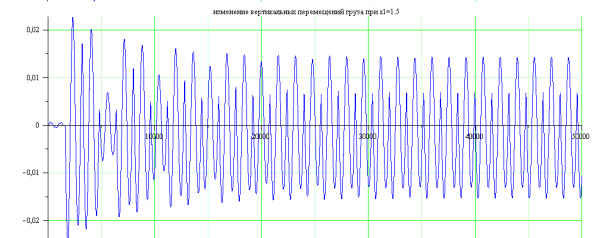
а



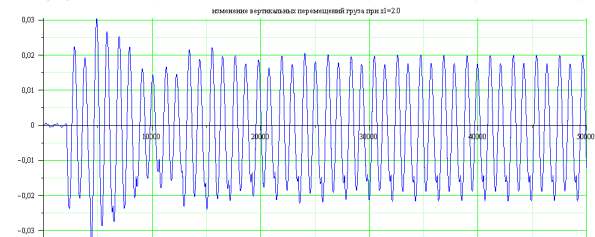
б



в



г



д

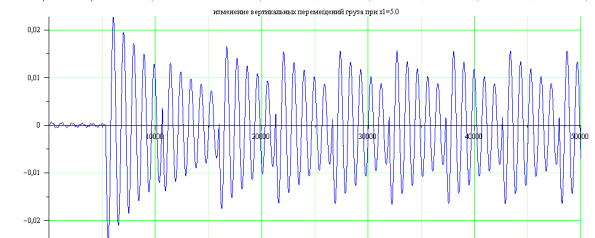


Рис. 24. Динамический процесс в одномассовой системе при:

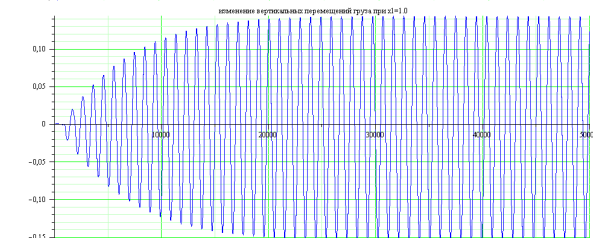
а – $\alpha_1 = 0,5-10\%$; б – $\alpha_1 = 1,0-10\%$; в – $\alpha_1 = 1,5-10\%$;

г – $\alpha_1 = 2,0-10\%$; д – $\alpha_1 = 5,0-10\%$

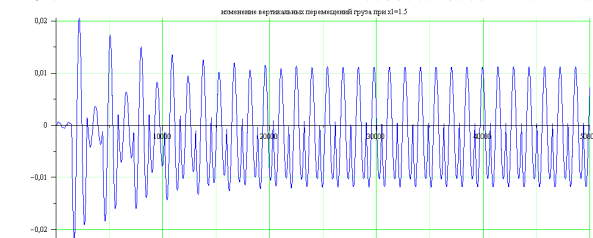
а



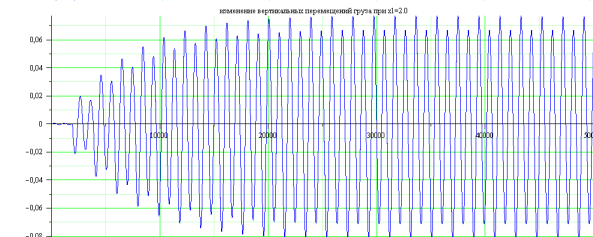
б



в



г



д



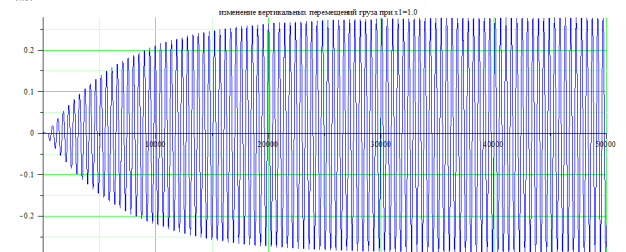
Рис. 25. Динамический процесс в одномассовой системе при:

а – $\alpha_1 = 0,5-1\%$; б – $\alpha_1 = 1,0-1\%$; в – $\alpha_1 = 1,5-1\%$; г – $\alpha_1 = 2,0-1\%$; д – $\alpha_1 = 5,0-1\%$

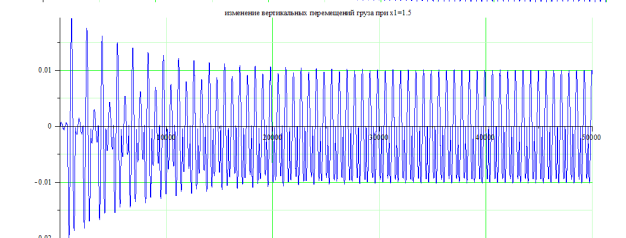
а



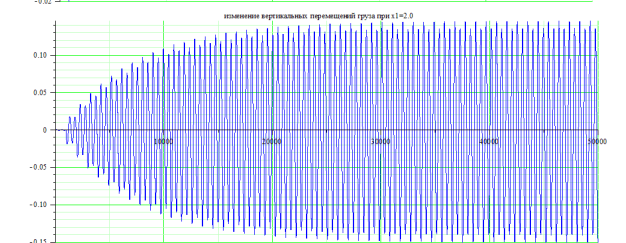
б



в



г



д

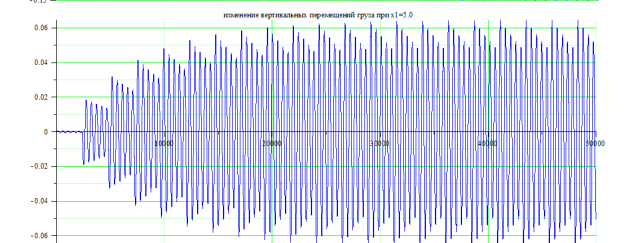
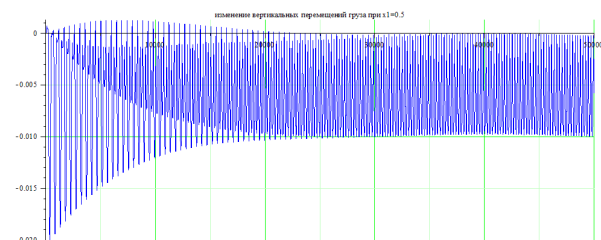
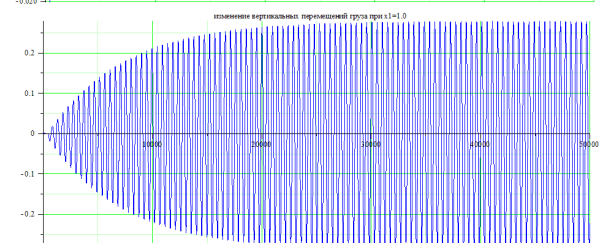


Рис. 26. Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 2 раза:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

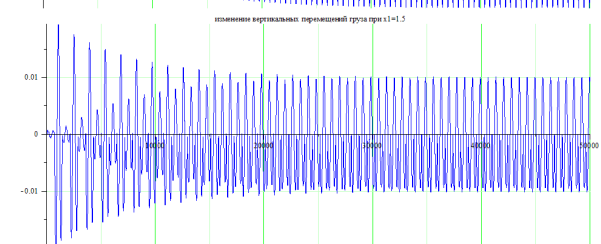
а



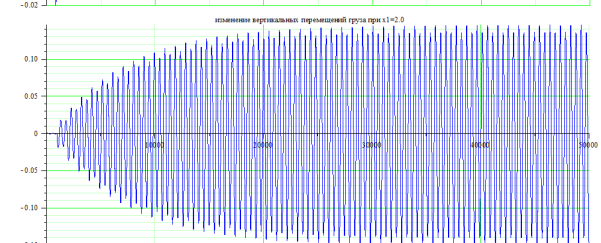
б



в



г



д

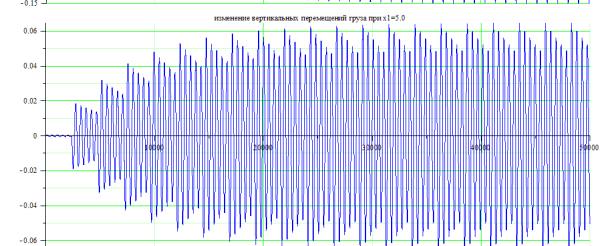


Рис. 27. Динамический процесс в одномассовой системе при увеличенном коэффициенте вязкого трения в 2 раза:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

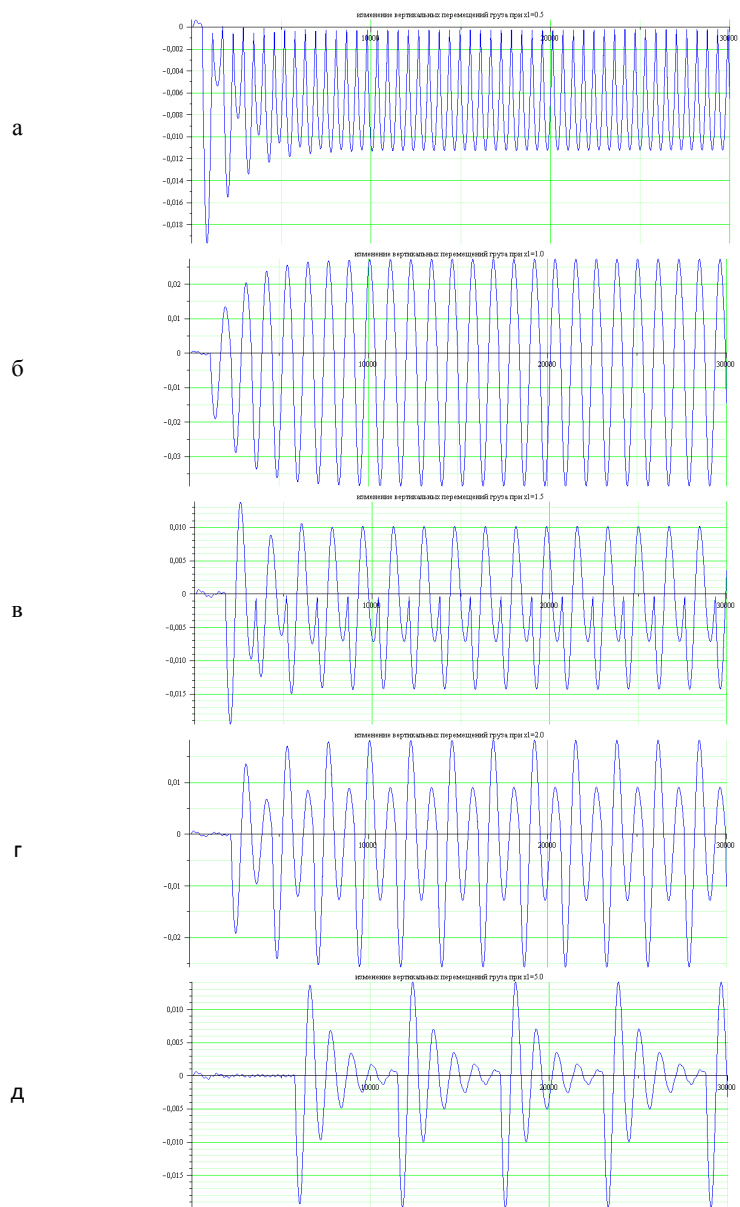


Рис. 28. Динамический процесс в одномассовой системе при Увеличенном коэффициенте вязкого трения в 5 раз:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

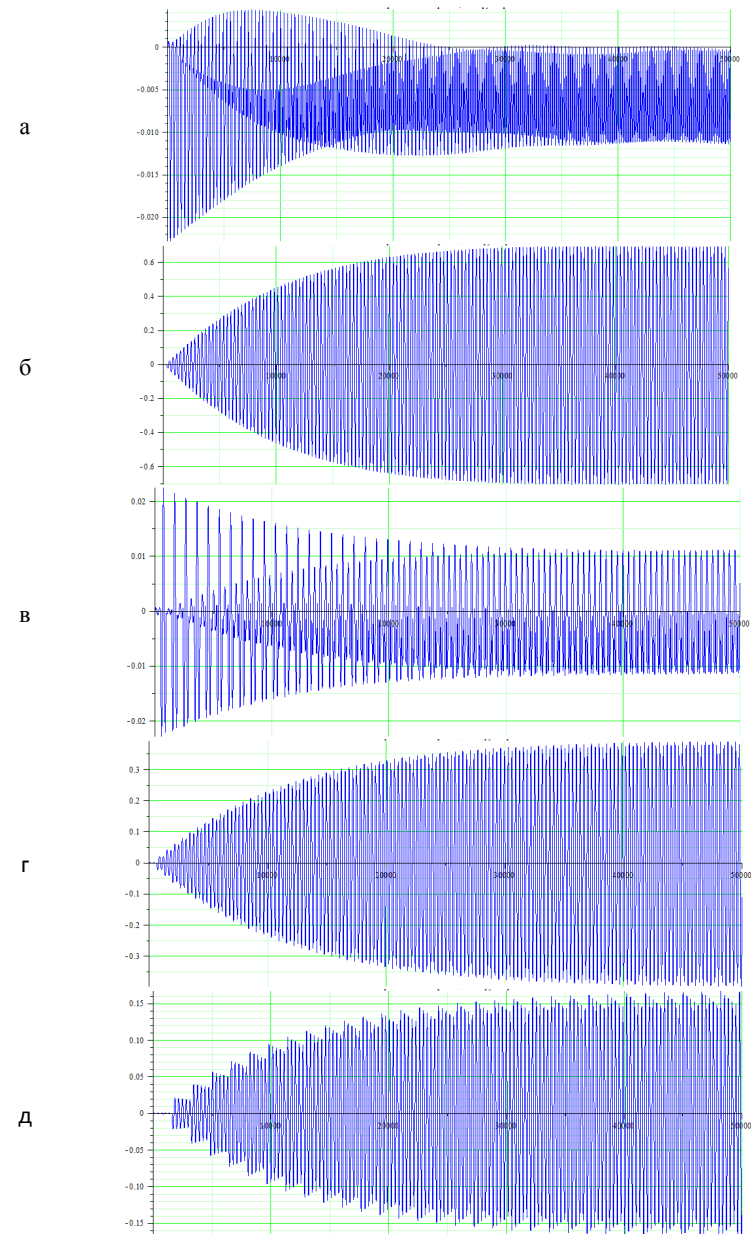
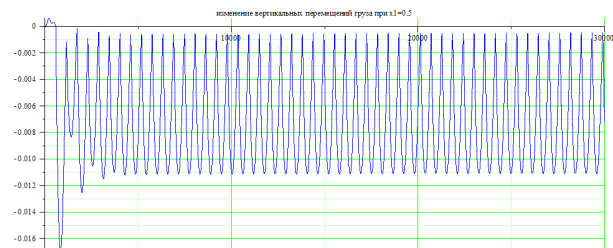
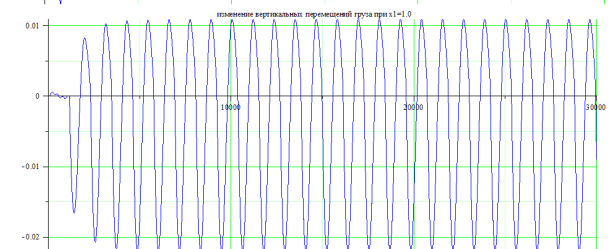


Рис. 29. Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 5 раз:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

а



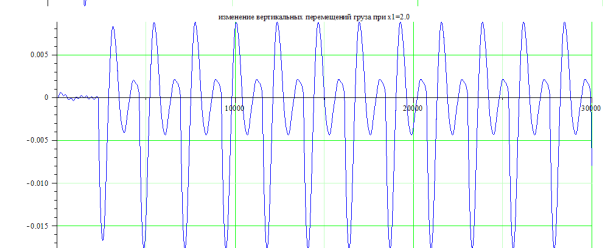
б



в



г

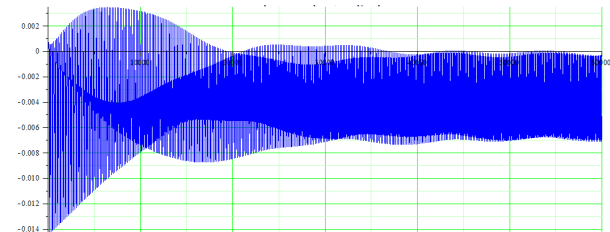


д

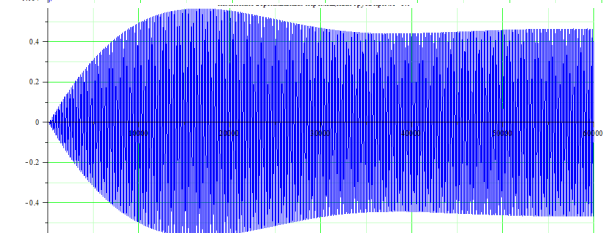


Рис. 30. Динамический процесс в одномассовой системе при увеличенном коэффициенте вязкого трения в 10 раз:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

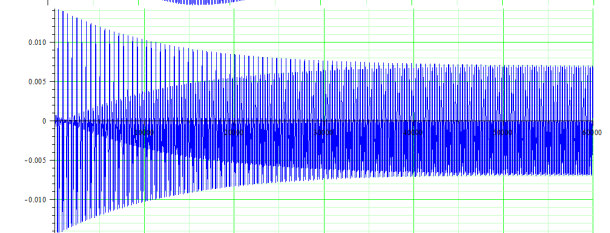
а



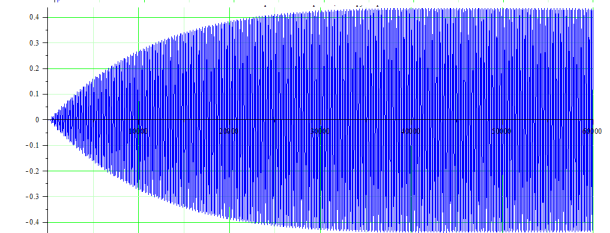
б



в



г



д

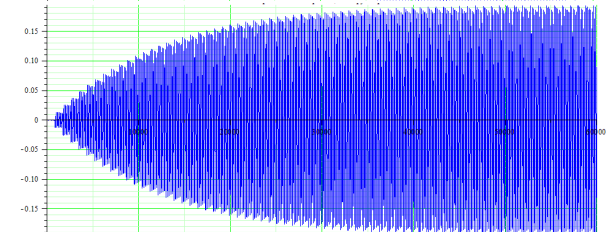


Рис. 31. Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 10 раз:
а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

временные распределения перемещения одномассовой системы при варьировании на $\pm 1\%$, $\pm 10\%$ частоты возбуждения от кратной резонансной. Видно, что отстройка частоты от резонансной уже на 10% приводит к качественно иному поведению системы. При этом количественно это выражается в снижении амплитуды в несколько раз. Таким образом, для отстройки от ударного резонанса достаточно незначительного изменения частоты внешнего возмущения (или собственных частот конструкции машины).

Влияние вязкого трения. Вязкое трение в виброударной системе является фактором, сдерживающим рост амплитуды вынужденных колебаний. При этом данное влияние тем сильнее, чем выше коэффициент демпфирования (рис. 26-31).

Отсюда можно сделать вывод, что наряду с отстройкой от резонансных частот эффективным средством гашения колебаний при ударном полиимпульсном возбуждении является введение вязкого трения.

Заключение. Анализ представленных материалов дает основание для следующих выводов.

1. Для исследования ударного резонанса в динамических системах предложено использование комплексного подхода, сочетающего аналитические вычисления, численное интегрирование уравнений движения и моделирование в САЕ-пакетах. Продемонстрировано, что все три способа обеспечивают адекватное моделирование и точное определение условий нагружения для достижения ударного резонанса, в связи с чем можно констатировать, что в зависимости от особенностей исследуемой системы или задачи можно применять любой из способов или их комбинацию.

2. Ударный резонанс в системе может реализовываться при условии кратности периода возбуждения к любой из собственных частот колебаний.

3. При наличии близко расположенных собственных частот колебаний опасность возникновения ударного резонанса резко возрастает.

Полученные результаты могут быть распространены и на дискретно-континуальные системы. Действительно, после проведения процедуры дискретизации любой конструкции получается система с конечным, хотя, быть может, и очень большим числом степеней свободы, а для нее справедливы все обнаруженные и описанные в данной работе особенности.

Применение предложенных подходов к исследованию ударного резонанса в более сложных системах является направлением дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / А.И. Горский. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 2. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1977. – 224 с. 4. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1979. – 384 с. 5. Форсайт Дж. Машинные методы математических вычислений / Дж. Форсайт, М. Малькольм, К. Моулер. – М.: Мир, 1980. – 280 с.

Поступила в редколлегию 02.06.2011

УДК 539.3

И.В. АРТЕМОВ, гл. конструктор, НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”,

Мариуполь,

Е.Н. БАРЧАН, канд. техн. наук, гл. конструктор, НТК ЧАО

„АзовЭлектроСталь”, Мариуполь,

Ю.В. КОСТЕНКО, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”, Харьков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ВИБРОУДАРНОЙ МАШИНЫ

Описано методику та результати дослідження вібрацій у вдосконаленій віброударній машині. Зафіксовані прискорення характерних зон віброударної машини у процесі виконання технологічної операції в реальних умовах експлуатації.

Описаны методика и результаты исследования вибраций в усовершенствованной виброударной машине. Зафиксированы ускорения характерных зон виброударной машины в процессе выполнения технологической операции в реальных условиях эксплуатации.

The methodologies and results of vibrations research are described for improved vibroimpact machine. The characteristic zones accelerations of vibroimpact machine are observed in the execution process of technological operations at real operating conditions.

Введение. Виброударные машины, особенно крупнотоннажные, работают в тяжелых условиях эксплуатации. При ударном взаимодействии машины с технологическим грузом возникают значительные усилия, приводящие к высоким напряжениям в металлоконструкции вибромашины [1-6]. Кроме того, могут возникнуть режимы, близкие к ударному резонансу. В связи с этим в ряде работ проведен анализ происходящих в виброударных системах процессов и разработаны рекомендации по выбору основных параметров вибромашин, которые обеспечивают их заданную нагрузочную способность и долговечность. В результате усовершенствована конструкция выбивной машины для выбивки крупного вагонного литья конструкции и производства ОАО „Азовмаш” (рис. 1).

Для оценки эффективности данных рекомендаций проведены экспериментальные исследования работы усовершенствованной вибромашины, методика и результаты которых приведены в данной статье.

Методика испытаний. Испытаниям

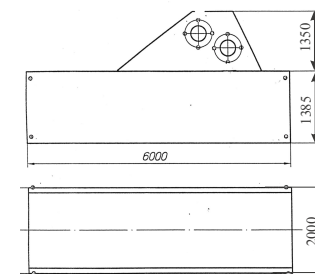


Рис. 1. Усовершенствованная выбивная машина для выбивки литья крупного вагонного литья

подвергается выбивная машина для выбивки литья из песчано-глинистых форм (см. рис. 1). Для фиксации вибраций в зонах 1-4 (рис. 2) установлены датчики ускорений акселерометры ADXL150 (www.analog.com), на базе которых изготовлены датчики ПДУ-50.

Сигналы с датчиков (в вертикальном y и горизонтальном x направлениях) (рис. 3) подаются через АЦП в компьютер и фиксируются в соответствующем формате в отдельных файлах. Машина работает на рабочих режимах в составе автоматизированной линии KW в условиях реального производства.

Результаты измерений. На рис. 4-13 представлены в графическом виде картины временных распределений ускорений в отдельных точках с разным масштабом по временной координате. Видно, что характер распределения виброускорений одинаков для разных точек машины и в разных направлениях, однако уровень ускорений отличается. Доминируют ускорения в вертикальной плоскости – до 6-8 g. Установлены также характерные отметки от воздействия технологического груза на осциллограммы виброускорений. При этом не выявлено их катастрофического уровня.

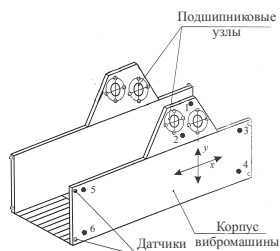


Рис. 2. Схема расположения датчиков на корпусе выбивной машины и способы их крепления

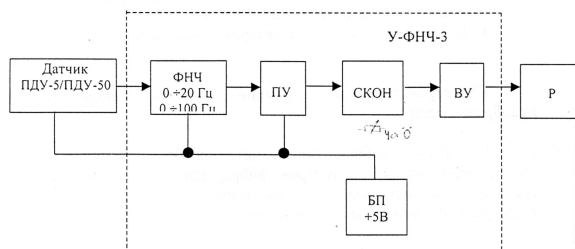
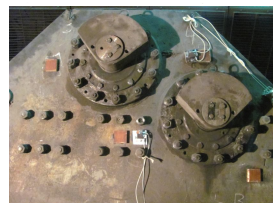


Рис. 3. Функциональная схема канала виброизмерительного преобразователя: ФНЧ – фильтр низких частот, ПУ – блок предварительного усилителя, СКОН – схема комплектации опорного напряжения, БП – блок питания, ВУ – выходной усилитель

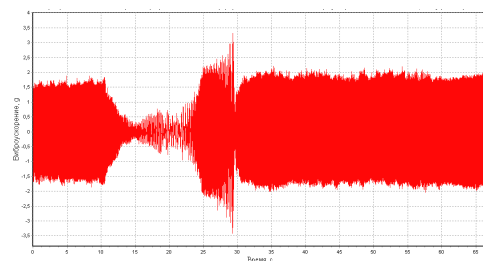


Рис. 4. Осциллограмма виброускорений: место 1, ось y

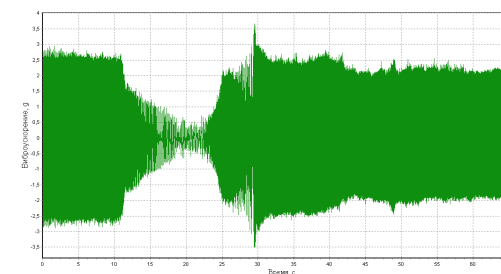


Рис. 5. Осциллограмма виброускорений: место 1, ось x

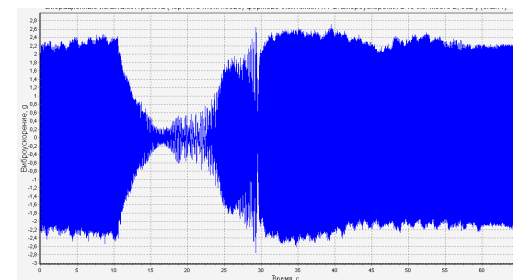


Рис. 6. Осциллограмма виброускорений: место 2, ось y

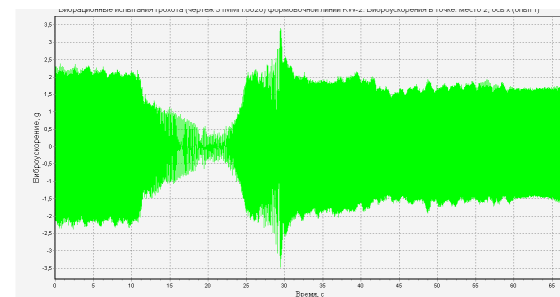


Рис. 7. Осциллограмма виброускорений: место 2, ось x

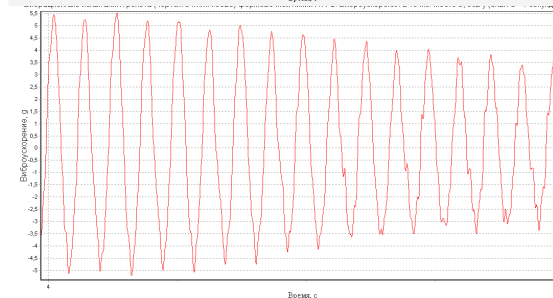


Рис. 8. Осциллограмма виброускорений: место 3, ось y

Список литературы: 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / А.И. Горский. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 2. Барчан С.М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвнної транспортуночі машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 3. Грабовський А.В. Ударне взаємодія і динамічні процеси в віброударних машинах з частинним руйнуванням технологічного грузу: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовський Андрей Владимирович. – Харків, 2010. – 181 с. 4. Барчан С.М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвнної транспортуночі машини для формувальних ліній крупного литва / С.М. Барчан, І.В. Артьомов, А.В. Грабовський // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 18-39. 5. Анализ динамических характеристик корпусов виброударных машин / И.В. Артемов, Ю.В. Костенко, А.В. Грабовский и др. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №38. – С. 110-115. 6. Грабовський А.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у віброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу: задачі, методи, моделі / А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, І.В. Артьомов // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22. – С. 24-39.



Рис. 9. Осциллограмма виброускорений:
место 4, ось x

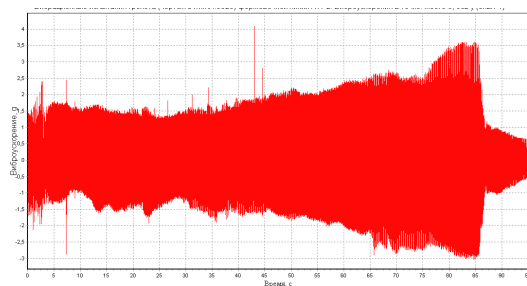


Рис. 10. Осциллограмма виброускорений:
место 5, ось y

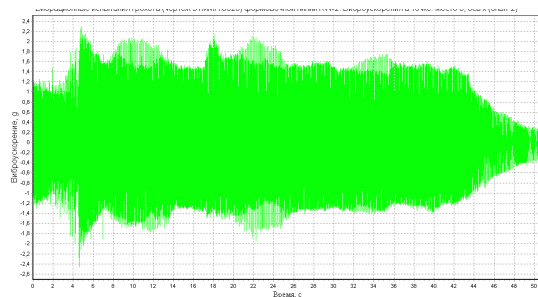


Рис. 11. Осциллограмма виброускорений:
место 6, ось x

Поступила в редколлегию 12.09.2011

УДК 621.98.073: 539.3

О.А. ИЩЕНКО, ассистент каф. высшей математики, Государственный Таврический агротехнологический университет, Мелитополь;
Н.А. ДЕМИНА, канд. техн. наук, ст. преподаватель каф. высшей математики, Государственный Таврический агротехнологический университет, Мелитополь;
А.В. ГРАБОВСКИЙ, канд. техн. наук, мл. научн. сотрудник каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”, Харьков,
А.В. ТКАЧУК, канд. техн. наук, ст. научн. сотр., ст. научн. сотр. каф. ЭИКТ, НТУ „ХПИ”, Харьков

БАЗОВЫЕ ПЛИТЫ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ ШТАМПОВ: НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ С УЧЕТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

Для визначення міцності базових плит розділових штампів розроблено новий підхід та математичну модель. Створені параметричні моделі базових плит, на конкретних прикладах проілюстровано розрахунок напружено-деформованого стану базових плит з урахуванням контактної взаємодії з підштамповою плитою преса.

Для определения прочности базовых плит разделительных штампов разработаны новый подход и математическая модель. Созданы параметрические модели базовых плит, на конкретных примерах проиллюстрирован расчет напряженно-деформованного состояния базовых плит с учетом контактного взаимодействия с подштамповой плитой прессы.

A new approach and mathematical model are developed to determine the strength of separating stamps base plates. The parametric models of base plates are created; the calculation of stress-strain state of base plates is illustrated on concrete examples taking into account contact interaction with press under-stamp plate.

Введение. Как показывает мировая практика, одним из приоритетных направлений современного машиностроения становится широкое внедрение прогрессивных технологических процессов [1-10]. В частности, интенсивно внедряется переналаживаемая листоштамповочная оснастка. В связи с этим возникает задача разработки методов определения напряженно-деформованного состояния (НДС) наиболее нагруженных элементов штампов, определяющих их прочность и работоспособность. В этой связи особого внимания требуют методы исследования базовых нижних плит переналаживаемых разделительных штампов (РШ), для исследования НДС которых существующие методы требуют существенного развития.

Целью работы является совершенствование методов и моделей для расчета базовых плит штампов на основе определения напряженно-деформованного состояния с учетом контактного взаимодействия и разработка методологии определения рациональных параметров элементов штампов.

1. Математическое моделирование напряженно-деформованного состояния базовых плит штампов с учетом контактного взаимодействия. Для разработки новых подходов и моделей для расчета элементов штамповой осна-

стки, в частности, базовых плит, на основе анализа напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия необходимо провести анализ конструкций и условий эксплуатации штампов, выявить наиболее нагруженные и ответственные элементы, разработать новые математические и численные модели. В работе [1] описаны решения данных задач на примере разделительных штампов для холоднолистовой штамповки. В частности, выделяются универсальные специализированные переналаживаемые штампы (УСПШ) (рис. 1), специализированные штампы (СПШ) (рис. 2) и универсальные переналаживаемые штампы с механизированным закреплением пакетов (УПШ-М) (рис. 3).

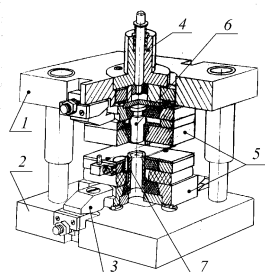


Рис. 1. Конструкция УСПШ со-
вмещенного действия

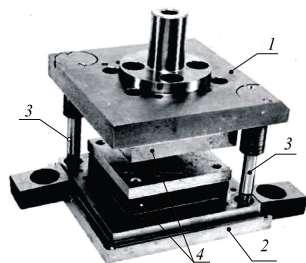
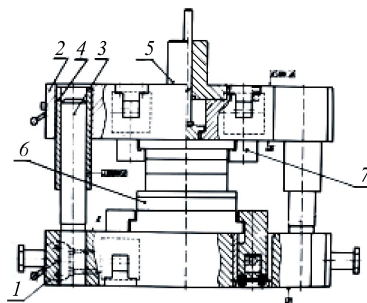


Рис. 2. Специализированный штамп с прихватами:
1 – верхняя плита; 2 – нижняя плита;
3 – направляющие колонки; 4 – сменный пакет

Рис. 3. Конструкция переналаживаемого
штампа с механизированным
прихватами:

- 1 – нижняя плита; 2 – верхняя плита;
3 – втулки; 4 – направляющие колонки;
5 – хвостовик; 6 – сменный пакет;
7 – механизированные прихваты



Специализированные переналаживаемые штампы (СПШ) так же, как и УСПШ, собираются из универсальных блоков и сменных пакетов (пакеты изготавливаются на базе комплекта заготовок, который содержит унифицированные заготовки матрицы, съемника, держателей, резинового буфера, подкладок, фиксирующих деталей). СПШ предназначены для выполнения разделительных операций листовой штамповки деталей в условиях серийного, крупносерийного и даже массового производства. Разработано пять его типоразмеров, каждый из которых включает блоки с задним, диагональным и осевым расположением направляющих узлов, а также комплекты заготовок для штампов совмещенного действия, с верхним прижимом и жестким съемником. В СПШ предусмотрена штамповка деталей из листовых материалов толщиной 4-6 мм с различными физико-механическими

характеристиками.

Специализированный штамп, собранный из универсального блока и комплекта заготовок (см. рис. 2) представляет собой штамп специального типа, однако имеет специфические отличительные особенности: блок является универсальным и при сборке штампа не требует доработки; пакет в штампе является сменным; закрепление пакета в блоке осуществляется винтами, а фиксация – на фиксаторы блока при помощи фиксирующих втулок пакета.

Универсальные переналаживаемые штампы с механизированным закреплением пакетов предназначены для разделительных операций листовой штамповки деталей в условиях единичного, опытного, мелкосерийного и серийного производств [10] и состоят из универсальных механизированных блоков и сменных переналаживаемых пакетов (см. рис. 3). Точностные и эксплуатационные возможности СПШ соответствуют аналогичным характеристикам стационарных штампов. Основные сведения из технической характеристики УСПШ и СПШ приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Техническая характеристика УСПШ

Наименование показателей	Количественные показатели
Габаритные размеры блоков, мм	150x220-30x450
Габаритные размеры пакетов, мм	85x115- 320x320
Закрытая высота блоков, мм	180-280
Закрытая высота пакетов, мм	95-170
Размеры штампуемых деталей, мм	25x40-200x200
Толщина материала, мм	0,1-6,0
Усилие штамповки, кН	250-1000

Таблица 2

Техническая характеристика СПШ

Наименование показателей	Типоразмеры				
	1	2	3	4	5
Габаритные размеры блока с задним расположением направляющих узлов, мм	140x160	180x220	250x320	-	-
Габаритные размеры блока с диагональным расположением направляющих узлов, мм	160x160	220x220	280x320	360x300	430x560
Габаритные размеры блока с осевым расположением направляющих узлов, мм	140x160	180x220	250x320	-	-
Закрытая высота блока, мм	110	150	195	230	275
Усилие пресса, кН	25-100	100-250	400-630	630-1000	1000-2500
Габаритные размеры пакета, мм	100x100	125x125	180x180	320x320	360x360
Толщина штампуемого материала, мм	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0

Отличительными особенностями конструкций СПШ: заднее расположение направляющих узлов; наличие в базовых плитах различных горизонтальных и вертикальных пазов, вырезов, полостей и отверстий для монтажа элементов системы механизации; механизированное закрепление пакетов с использованием пневмо-гидравлического привода; необходимость обеспечения точного базирования и надежной фиксации сменных переналаживаемых пакетов; закрепление режущих частей в пакетах при помощи композиционных материалов типа пластмассы АСТ-Т. Основные показатели технической характеристики УППШ-М приведены в табл. 3 [11].

Таблица 3

Техническая характеристика УППШ-М

Наименование показателей	Типоразмеры				
	1	2	3	4	5
Габаритные размеры блока, мм	280x504	280x504	280x504	330x580	420x665
Габаритные размеры пакета, мм	80x160	100x160	125x160	160x200	250x265
Усилие пресса, кН	250-400	250-400	250-400	630-1000	630-1000
Габариты штампуемых деталей	22x36	36x48	45x67	65x95	100x150
Толщина штампуемого материала, мм	0,5-2,0	0,5-2,0	0,5-2,0	0,5-4,0	0,5-4,0
Закрытая высота блока, мм	175	200	210	280	295

Анализ конструкций разделительных штампов, в т.ч. переналаживаемых, дает возможность перейти к определению наиболее нагруженных и ответственных их элементов [5-13]. В работе [10] отмечается, что одним из наиболее универсальных и практически применяемых признаков классификации элементов сложных механических систем технологической оснастки является сущность функционального назначения элемента. Критерием обладания тем или иным признаком может служить роль и технологическое предназначение элемента в процессе функционирования системы. По функциональному признаку элементы вырубных штампов всех рассмотренных разновидностей можно сгруппировать и классифицировать следующим образом: рабочие режущие элементы; опорно-базовые элементы; направляющие элементы; корпусные и держащие элементы; прижимные, фиксирующие и удаляющие элементы; крепежные и другие монтажные элементы. К рабочим элементам РППШ относятся вырубные, пробивные пуансоны, матрицы и пуансон-матрицы. Изготавливают режущие элементы обычно из сталей Х12М, У8А, У10А. Они воспринимают значительные усилия штамповки, прикладываемые к режущим кромкам. Опорно-базовые элементы в РППШ представлены нижней и верхней базовыми плитами, на которых закрепляются переналаживаемые

матрицы. Для изготовления базовых плит используют стали 40Х, 20Х, реже – сталь 45. Данные элементы воспринимают усилие штамповки по более значительным площадкам, чем рабочие (режущие) элементы, что является более благоприятным режимом работы.

Естественно, что в процессе формирования расчетных моделей элементов штамповой оснастки необходимо исходить из системного подхода, т.е. учитывая всю систему связей, ограничений, сопряжений, силовых потоков в технологической системе холоднолистовой штамповки.

Вычленив из технологической системы тонколистовой штамповки (рис. 4) отдельные подсистемы, можно, в частности, построить расчетную схему базовых плит штампов.

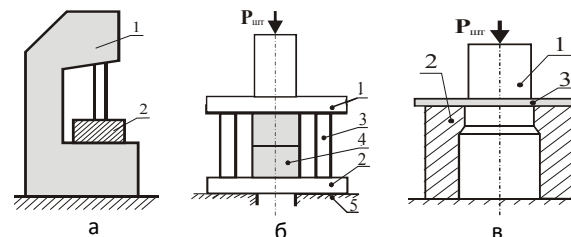


Рис. 4. Структура технологической системы тонколистовой штамповки:
а – пресс 1 и штамп 2;
б – верхняя и нижняя плиты штампа 1 и 2, колонки 3, пакет 4 и подштамповая плита 5; в – пуансон 1, матрица 2 и штампуемый материал 3

Согласно [12, 13] усилие штамповки P_1 , действующее на нижнюю базовую плиту, определяем по формуле [7-9]

$$P_1 = k \sigma_{\text{ср}} \pi d_1 t. \quad (1)$$

Здесь $\sigma_{\text{ср}}$ – напряжение среза, принимаемое равным $0,8\sigma_{\text{в}}$ ($\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности штампуемого материала); d_1 – диаметр режущей кромки; t – толщина штампуемого материала; k – коэффициент затупления режущих кромок и неравномерности зазора, принятый равным 1,0. Это усилие интегрально прикладывается к нижней плите.

Плита опирается на подштамповую плиту пресса. Тогда условие опирания:

$$u_z|_{S_p} \geq 0, \quad (2)$$

где u_z – вертикальная компонента вектора перемещений точек базовой плиты штампа.

Напряженно-деформированное состояние базовой плиты с компонентами σ_{ij} (тензор напряжений), ε_{ij} (тензор деформаций) ($i = 1, 2, 3$) и $\mathbf{u}$ (вектор перемещений) можно найти из условия минимума функционала полной энергии системы

$$I = \frac{1}{2} \int_{(\Omega)} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} d\Omega - \int \mathbf{f} \mathbf{u} dS, \quad (3)$$

где Ω – область, занимаемая исследуемым объектом с границей S , а $\mathbf{f}$ – вектор нагрузки. При этом минимум ищется на перемещениях, удовлетворяющих условию (2) [14-25].

При этом наиболее эффективным является применение метода конечных элементов. В частности, в данной работе была использована система ANSYS.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния нижних базовых плит штампов. В отличие от работ Е.И. Заярненко [10, 13], в данной работе использована расчетная схема контактирующих тел на основе существенно трехмерной задачи теории упругости, без упрощающих предположений относительно представления плиты как толстой пластины. На рис. 5 представлена расчетная схема исследуемой системы взаимодействующих тел для случая опирания на плиту с провальным отверстием. В процессе исследований проанализировано влияние толщины нижней плиты H на ее НДС, а также диаметра провального отверстия d (см. рис. 5). Для этого толщина варьировалась в следующих значениях: $H = \{15; 30; 45; 60; 75; 90\}$ мм; а диаметр провального отверстия – в значениях $d = \{80; 120; 160; 200; 240\}$ мм. Между взаимодействующими телами задавались условия контактного взаимодействия по плоскостям C, C_1 (см. рис. 5) с трением, коэффициент трения – 0,3. На рис. 6 представлены геометрическая модель системы и конечно-элементная разбивка, на рис. 7-14 – распределения контактных давлений и компонент НДС для базового варианта ($H = 45$ мм; $d = 160$ мм), а на рис. 15, 16 – зависимости некоторых величин от варьируемых параметров. Исследования подтвердили, что ширина площадки слабо зависит от величины прилагаемого усилия штамповки и опре-

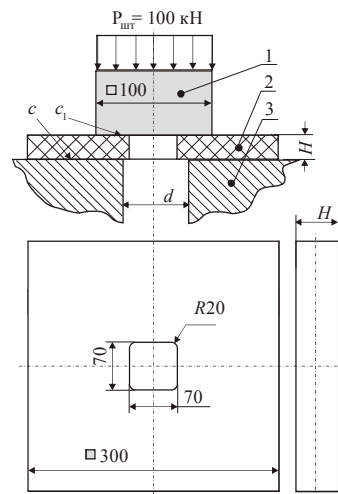


Рис. 5. Расчетная схема нижней плиты во взаимодействии с пакетом и подштамповой плитой прессы: 1 – пакет; 2 – нижняя плита; 3 – подштамповая плита, C, C_1 – поверхности контакта

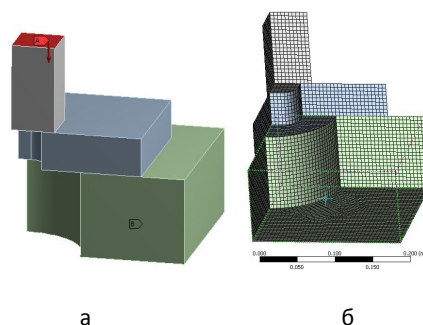


Рис. 6. Геометрическая (а) и конечно-элементная (б) модели нижней плиты во взаимодействии с пакетом и подштамповой плитой прессы

деляется геометрическими размерами базовых плит и провального окна подштамповой плиты прессы.

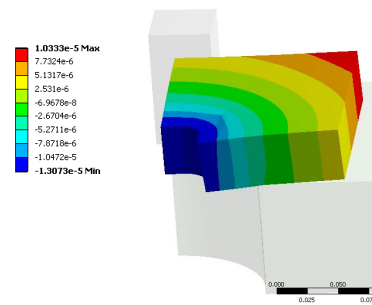


Рис. 7. Характер распределения прогибов (м) нижней плиты штампа

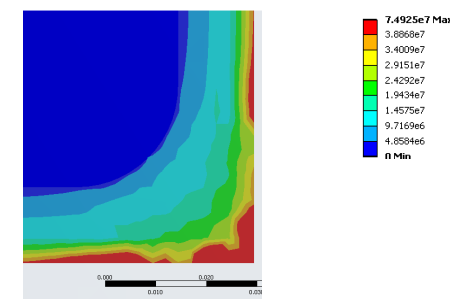


Рис. 8. Распределение контактного давления (Па) в сопряжении нижней плиты штампа с пакетом

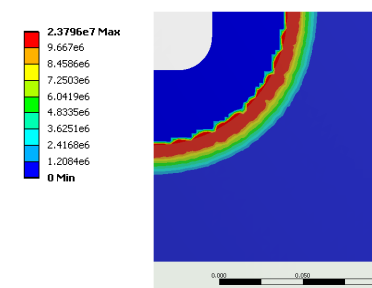


Рис. 9. Распределение контактного давления (Па) в сопряжении нижней плиты штампа с подштамповой плитой

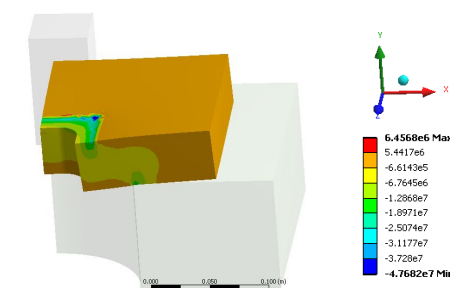


Рис. 10. Распределение осевых напряжений (Па) в нижней плите штампа

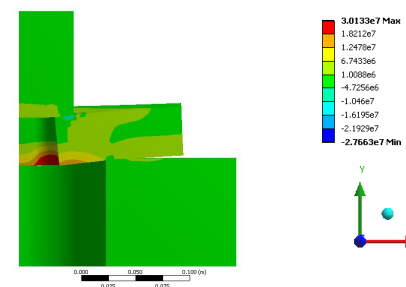


Рис. 11. Распределение первых главных напряжений (Па) в нижней плите штампа

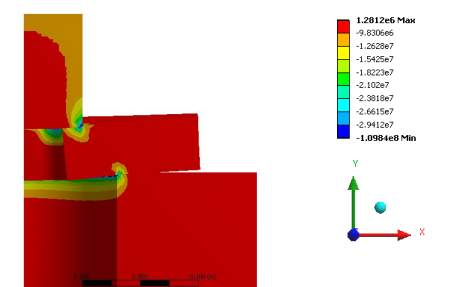


Рис. 12. Распределение третьих главных напряжений (Па) в нижней плите штампа

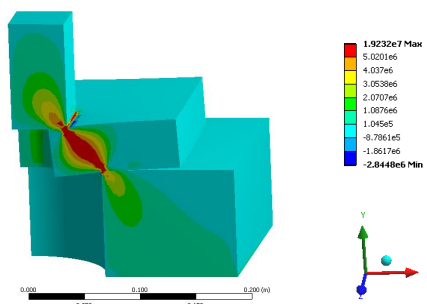


Рис. 13. Распределение касательных напряжений (Па) в нижней плите штампа (плоскость XY)

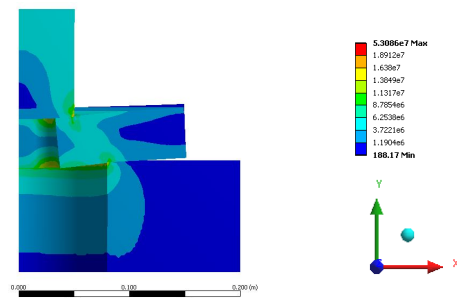
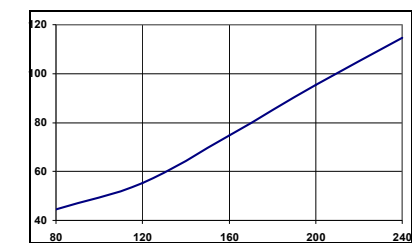
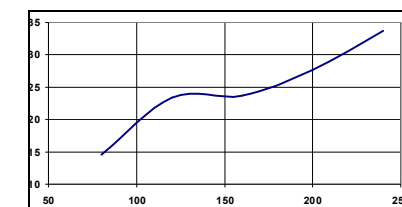


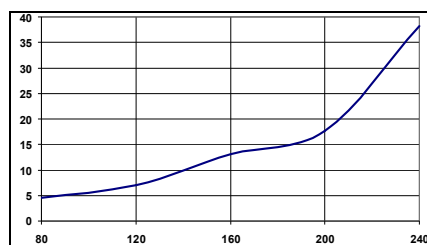
Рис. 14. Распределение максимальных касательных напряжений (Па) в нижней плите штампа



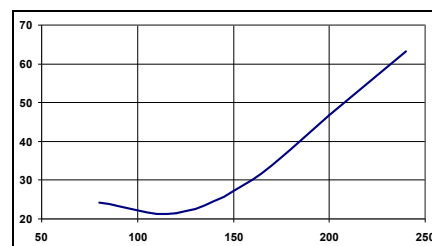
Зависимость контактного давления от пакета (МПа) от диаметра провального отверстия (мм)



Контактное давления (МПа) в сопряжении нижняя плита – подштамповая плита в зависимости от диаметра провального отверстия (мм)



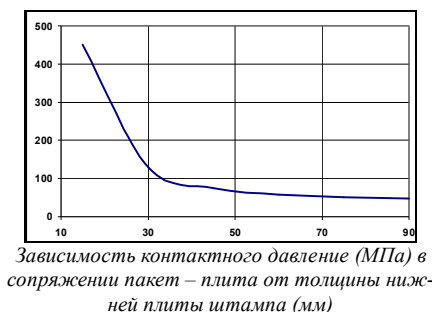
Зависимость прогиба (мм) от диаметра провального отверстия (мм)



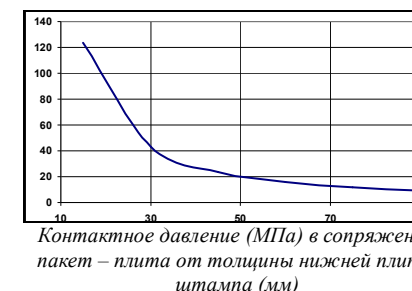
Эквивалентные напряжения в плите (МПа) от диаметра провального отверстия (мм)

Рис. 15. Влияние диаметра провального отверстия подштамповой плиты штампа (мм) на контактные давления, прогибы и напряжения в нижней базовой плите штампа

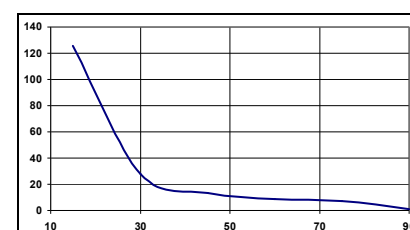
С увеличением толщины H контактные давления, прогибы и напряжения уменьшаются, а с ростом диаметра d – растут. Как видно из результатов, рекомендуемая толщина нижних плит – не ниже 10-15% ее габарита, а диаметр провального отверстия – больше 70% габарита пакета (для блоков с габаритными размерами от 140x160 (мм) до 280x320 (мм)).



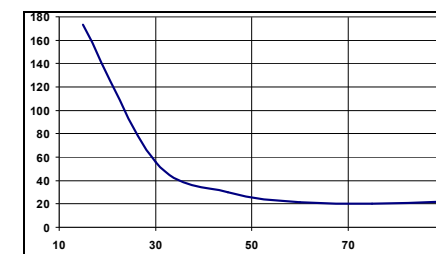
Зависимость контактного давление (МПа) в сопряжении пакет – плита от толщины нижней плиты штампа (мм)



Контактное давление (МПа) в сопряжении пакет – плита от толщины нижней плиты штампа (мм)



Максимальный прогиб (мм) при варьировании толщины нижней плиты (мм)



Эквивалентные напряжения (МПа) от толщины нижней плиты штампа (мм)

Рис. 16. Влияние толщины нижней плиты штампа (мм) на контактные давления (МПа), прогибы (мм) и напряжения (МПа) в ней

Закключение. Предложенный в работе подход, математическая модель, расчетные схемы и модели, а также полученные результаты служат в качестве основы для дальнейших исследований напряженно-деформированного состояния базовых плит разделительных штампов с учетом контактного взаимодействия.

Список литературы: 1. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 „Процеси та машини обробки тиском” / Н.А. Дьоміна – Харків, 2011. – 20 с. 2. Деміна Н.А. Численное моделирование процесса холоднолистовой штамповки / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Д. Чепурной [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – № 3. – С. 70-79. 3. Деміна Н.А. К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки / Н.А. Демина // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – № 24. – С. 75-83. 4. Деміна Н.А. Общий подход к конструкторско-технологическому обеспечению стойкости элементов штампов / Ю.Д. Сердюк, Н.А. Ткачук, Н.А. Демина // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2009. – № 28. – С. 92-102. 5. Деміна Н.А. Моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, Ю.Д. Сердюк [и др.] // Обработка материалов давлением: сборник научных трудов. – Краматорск: ДГМА, 2010. – № 2 (23). – С. 240-248. 6. Деміна Н.А. Экспериментальные исследования контактного взаимодействия матриц и пуансонов с листовой заготовкой / Н.А. Демина, Н.А. Ткачук, Ю.Д. Сердюк // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2011. – № 22. – С. 46-50. 7. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с. 8. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки / Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с. 9. Евстратов В.А. Теория обработки металлов давлением / В.А. Евстратов. – Харьков: Вища школа,

1981. – 248 с. **10. Заярненко Е.И.** Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярненко Евгений Иванович. – Харьков, 1992. – 280 с. **11. Экспериментальное** исследование контактных напряжений в матрице при торцевой раскатке / К.Н. Боговяленский, Б.А. Кирсанов, С.М. Мочалов [и др.] // Кузнечно-штамповочное производство. – 1983. – № 4. – С. 25-26. **12. Артохов В.П.** Исследование распределения напряжений в элементах вырубных штампов методом фотоупругости / В.П. Артохов, В.И. Савченко // Кузнечно-штамповочное производство. – 1970. – № 11. – С. 24-26. **13. Заярненко Е.И.** Расчеты на прочность вырубных матриц и пуансон-матриц для листовой штамповки / Е.И. Заярненко, Н.А. Ткачук, А.В. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. – 1990. – № 12. – С. 18-21. **14. Кравчук А.С.** К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // Доклады АН СССР, 1976. – Т.230. – № 2. – С. 308-310. **15. Кравчук А.С.** Численное решение геометрически нелинейных контактных задач / А.С. Кравчук, В.А. Суряков // Доклады АН СССР, 1981. – Т. 259. – № 6. – С. 1327-1329. **16. Кравчук А.С.** К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // Прикл. мат. и мех. – 1977. – Т.41. – Вып.2. – С. 329-337. **17. Кравчук А.С.** Численные методы решения контактных задач для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук, В.А. Васильев // Прикладная механика. – 1980. – Т.16. – Вып.6. – С. 9-15. **18. Кравчук А.С.** Постановка задачи о контакте нескольких деформируемых тел как задачи нелинейного программирования / А.С. Кравчук // Прикл. мат. и мех. – 1978. – Т.42. – Вып.3. – С. 466-474. **19. Дюво Г.** Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.Л. Лионс. – М.: Наука, 1980. – 384 с. **20. Лионс Ж.Л.** Некоторые методы решения нелинейных краевых задач / Ж.Л. Лионс. – М.: Мир, 1972. – 587 с. **21. Решение** вариационных неравенств в механике / И. Гловачек, Я. Ганслингер, И. Нечас [и др.]. – М.: Мир, 1986. – 270 с. **22. Гловински Р.** Численное исследование вариационных неравенств / Р. Гловински, Ж.Л. Лионс, Р. Тремольер. – М.: Мир, 1979. – 574 с. **23. Львов Г.И.** Моделирование и анализ элементов технологических систем листовой штамповки / Г.И. Львов, Н.А. Ткачук // Механика та машинобудування. – 1997. – № 1. – С.34-39. **24. Лурье А.И.** Теория упругости / А.И. Лурье. – М.: Наука, 1970. – 940 с. **25. Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

Поступила в редколлегию 15.09.11

УДК 539.3:623.438

И.Н. КАРАПЕЙЧИК, канд. эк. наук., ген. директор ОАО „Азовмаш“, Мариуполь,
С.Т. БРУЛЬ, канд. техн. наук, зам. директора департамента разработок и закупки вооружения и военной техники МО Украины, Киев,
В.М. МАЗИН, ген. директор ГП „Завод им. Малышева“, Харьков,
А.В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь“, Мариуполь,
А.Ю. ВАСИЛЬЕВ, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ“, Харьков

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАКЦИИ ТОНКОСТЕННОЙ КОНСТРУКЦИИ НА ДЕЙСТВИЕ УДАРНО-ВОЛНОВОЙ НАГРУЗКИ

На прикладі модельної задачі проілюстровано вплив рухомого навантаження на напружено-деформований стан тонкостінної конструкції. Розроблена скінченно-елементна модель володіє широкою параметричністю. Це дає змогу варіювати і досліджувати конструкцію, і рухоме навантаження.

На примере модельной задачи проиллюстрировано влияние подвижной нагрузки на напряженно-деформированное состояние тонкостенной конструкции. Разработанная конечно-элементная

модель обладает широкой параметричностью. Это позволяет варьировать и исследуемую конструкцию, и подвижную нагрузку.

The impact of moving loading on thin-walled construction stress-strain state was illustrated on the example of a model task. A finite-element model has a wide parameterization. This allows to variate both investigated construction and moving loading.

Введение. Легкобронированные боевые машины (ЛБМ) в современных условиях подвергаются действию различных поражающих факторов. Для численного анализа физико-механических процессов, протекающих в этих корпусах, разработаны различные подходы, методы и модели [1-6]. Одним из наиболее опасных является действие ударной волны на тонкостенный бронекорпус. Его моделирование потребовало совершенствование существующих моделей и подходов, поскольку нагрузка при этом является специфической – нестационарной и подвижной [2, 6]. Для иллюстрации возможностей численного моделирования таких процессов предлагается решить модельную задачу для тонкостенной конструкции, обладающей характерными особенностями геометрической формы фрагментов бронекорпусов реальных боевых бронированных машин. Решение этой задачи описано в статье.

Расчетная схема. Исследуется действие подвижной ударной волны на тонкостенную конструкцию (рис. 1). Внешняя панель изготовлена из более прочного материала, а элементы усиления – из менее прочной конструкционной стали. Величина избыточного давления, скорость распространения волны, размеры элементов конструкции и свойства материалов подбирались из условий перехода части исследуемой конструкции в упруго-пластическое состояние.

Пробные расчеты проводились на модели фрагмента бронекорпуса в виде панели из прочного материала, усиленной швеллером из менее прочной конструкционной стали. Конструкция подвергается действию распределенного давления. Рассматривались варианты задачи в оболочечной и объемной постановках (рис. 1, а, б). Контрольные точки располагаются следующим образом: на нижней поверхности подкрепляющей балки из конструкционной стали распо-

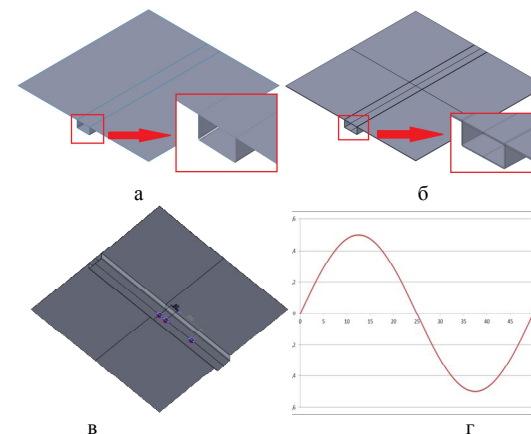


Рис. 1. Расчетная схема:
а – оболочечная модель, б – объемная модель,
в – расположение контрольных точек,
г – закон изменения нагрузки (МПа)

ложены три контрольные точки. Контрольная точка №1 расположена в геометрическом центре нижней поверхности балки, №2 и №3 удалены вдоль оси балки (рис. 1, в). Нагрузка прикладывается по гармоническому закону к верхней поверхности бронепанели (рис. 1, г).

Результаты расчета. Для исследования напряженно-деформированного состояния тестовой конструкции на действие ударной волны применялась методология, соединяющая метод конечных элементов и параметрический подход [1-11]. В этом случае варьируемыми могут быть характеристики волны, форма и размеры исследуемой конструкции, а также свойства материалов бронекорпуса. Таким образом, данный подход обеспечивает возможность проведения исследований по определению влияния различных факторов на защищенность бронекорпусов проектируемых машин, а получаемый с использованием разработанного инструмента массив информации можно использовать для обоснования конструктивных решений и параметров бронекорпусов по критериям защищенности.

В качестве иллюстрации возможностей компьютерного моделирования рассмотрим результаты численных расчетов для тестовой конструкции, представленных на рис. 2-8. На рис. 2 представлены изменения картин полных перемещений во времени. Картины эквивалентных по Мизесу напряжений показаны для всей модели (рис. 3) и отдельно для подкрепляющей балки (рис. 4). Также для подкрепляющей балки на рис. 5 показаны картины изменения пластических деформаций. На рис. 6-8 показаны графики изменения контрольных величин во времени для разных контрольных точек (рис. 6 – контрольная точка №1, рис. 7 – №2, рис. 8 – №3).

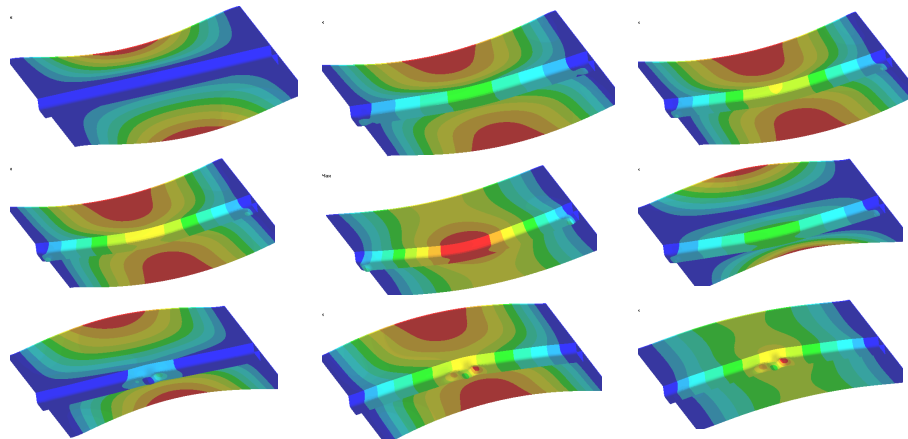


Рис. 2. Распределение полных перемещений точек модели

Анализ полученных и описанных материалов дает основание для следующих выводов:

1. Предложен новый подход к построению специализированных программно-модельных комплексов, отличающийся параметричностью и адаптацией к анализу нестационарных процессов, с учетом нелинейного поведения материала и

возможностью варьирования не только параметров бронекорпуса одной машины, но и их семейства, а также характеристик ударной волны как основного фактора нагружения.

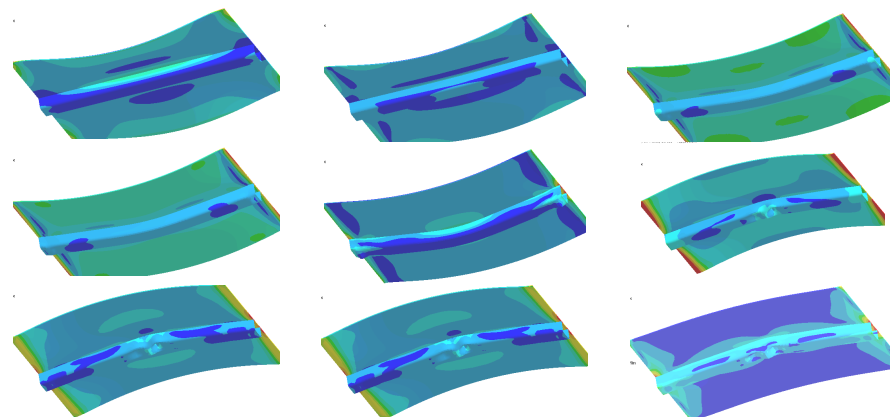


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по Мизесу

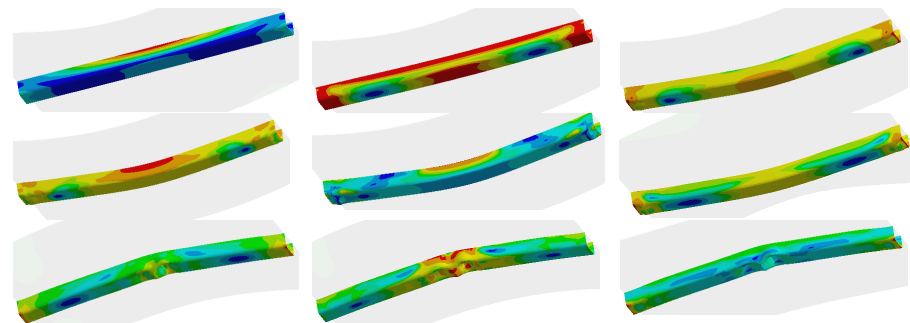


Рис. 4. Эквивалентные напряжения по Мизесу, подкрепляющая балка

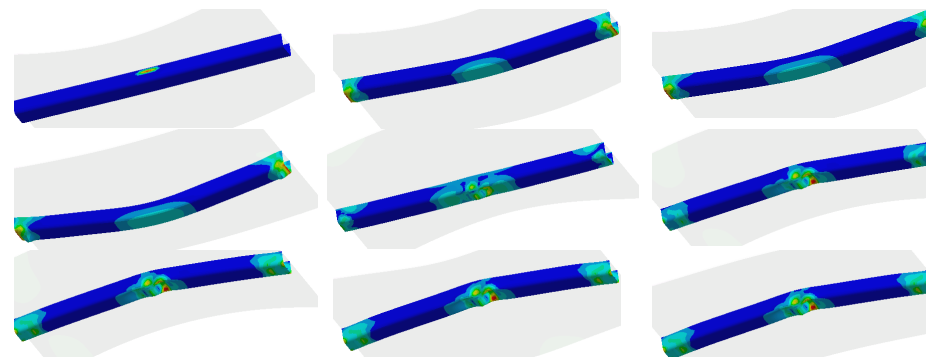


Рис. 5. Пластические деформации в подкрепляющей балке

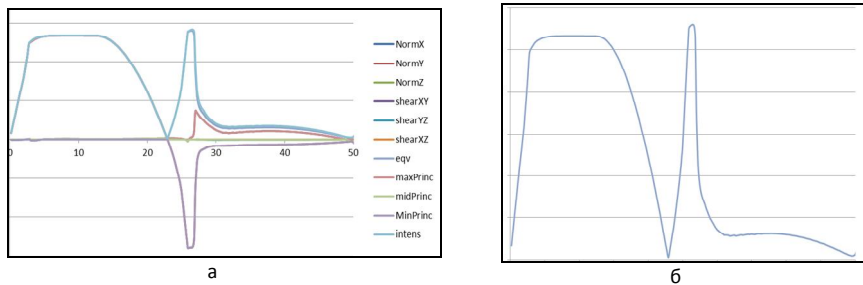


Рис. 6. Характеристики изменения контрольных величин в точке 1:
а – все контрольные величины; б – эквивалентные по Мизесу напряжения

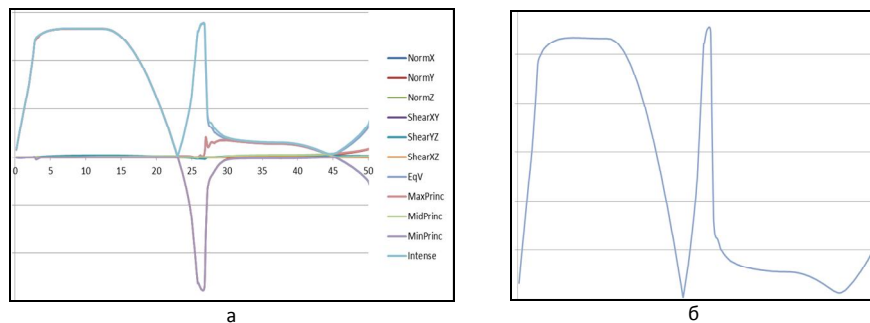


Рис. 7. Характеристики изменения контрольных величин в точке 2:
а – все контрольные величины; б – эквивалентные по Мизесу напряжения

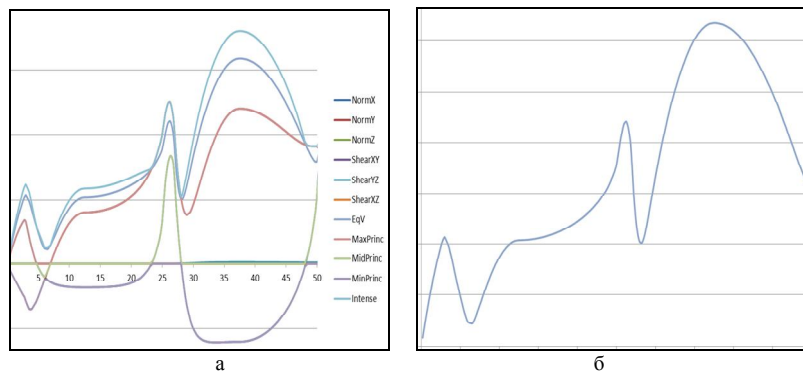


Рис. 8. Характеристики изменения контрольных величин в точке 3:
а – все контрольные величины; б – эквивалентные по Мизесу напряжения

2. Для проведения численного моделирования используются программные комплексы высокого уровня Pro/ENGINEER, ANSYS, NX NASTRAN, LS-DYNA и др.

3. Создана управляющая среда для формирования геометрических, конечно-элементных и конечно-разностных моделей, расчета и постпроцессинга, а также изменения или целенаправленного варьирования этих моделей в процессе многовариантных исследований с целью обоснования рациональных параметров бронекорпусов.

4. Создан инструмент анализа защищенности бронекорпуса легкобронированных машин, который, в отличие от ранее разработанных, рассматривает не только упругое поведение материала, а также и нелинейное с учетом пластической деформации.

Отмеченные обстоятельства позволяют заключить, что на основе новых авторских подходов создан новый эффективный инструмент (специализированный программно-модельный комплекс) для определения реакции бронекорпуса ЛБМ на действие ударной волны с учетом неравномерного обтекания машины и нелинейного поведения материала. Это дает возможность перейти в последующих исследованиях к решению конкретных практических задач.

Заключение. Из анализа представленных картин видно, что различные компоненты исследованной тонкостенной конструкции по-разному реагируют на действие ударной нагрузки. Деформируясь, внешние бронепанели остаются в упругом состоянии. В то же время менее прочные элементы усиления переходят в упруго-пластическое состояние. Вследствие того, что для материалов элементов усиления характерно наличие значительной площадки текучести, то можно заключить, что при достижении избыточным давлением некоторого характерного значения дальнейшее его увеличение приводит к резкому росту пластических деформаций во внутренних структурах корпуса. После прохождения ударной волны в результате образуется остаточная деформация бронекорпуса, хотя внешние, более прочные, панели по-прежнему могут пребывать в упругом состоянии. Однако вследствие совместного деформирования величину порога избыточного давления, приводящего к появлению неустраняемых деформаций, определяют механические свойства элементов внутренней силовой структуры, а не внешних прочных панелей. Естественно, что при последующем росте избыточного давления пластические деформации могут затронуть и внешние панели.

В дальнейшем планируется применить разработанные подходы и модели для оценки защищенности бронекорпусов проектируемых машин специального назначения.

Список литературы. 1. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н.А. Ткачук, С.Т. Бруль, А.Н. Малакей, Г.Д. Гриценко, Е.А. Орлов // Механіка та машинобудування. – 2005. – №1. – С. 184-194. 2. Бруль С.Т. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины / С.Т. Бруль, А.Ю. Васильев // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2005. – №53. – С. 29-34. 3. Гриценко Г.Д. Специализированная система автоматизированного анализа прочности и жесткости корпусов легкобронированных машин для выбора их рациональных конструктивных параметров при импульсном воздействии от усилия стрельбы / Г.Д. Гриценко, С.Т. Бруль, А.В. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №3. – С. 10-20. 4. Малакей А.Н. К вопросу о

моделировании движения боевых колесных машин / А.Н. Малакей, Г.Д. Гриценко, С.Т. Бруль, С.Н. Воронцов // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №3. – С. 101-116. **5. Васильев А.Ю.** Исследование динамики поведения корпуса МТ-ЛБ при стрельбе / А.Ю. Васильев, Е.П. Пономарев, С.Т. Бруль // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №33. – С. 3-8. **6. Бруль С.Т.** Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели / С.Т. Бруль // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С. 24-43. **7. Основы** обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной, Г.Д. Гриценко, Е.А. Орлов, С.Т. Бруль // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – 2007. – №9(115), част. 1. – С. 196-205. **8. Конечно-элементные** модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д. и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – Т. 1. – С.57-79. **9.** Расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств / Е.В. Пелешко, А.Ю. Васильев, Г.Д. Гриценко, С.Т. Бруль, Е.П. Пономарев // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С. 95-100. **10. Экспериментальные** исследования динамических процессов в макетах бронекорпусов транспортных средств специального назначения / Гриценко Г.Д., Ткачук Н.А., Пелешко Е.В., Литвиненко А.В. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2009. – №28. – С.16-20. **11. Моделирование** реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / С.Т. Бруль, И.Н. Карапейчик, В.М. Мазин, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – №22. – С.11-19.

Поступила в редколлегию 16.04.11

УДК 539.3

И.Н. КАРАПЕЙЧИК, канд. эконом. наук, ген. директор

ОАО „Азовмаш”, Мариуполь,

Г.П. ГЛИНИН, зам. ген. директора ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, Мариуполь,

Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”, Харьков

БАЗОВЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКОВ: МЕТОДИКА, РЕЗУЛЬТАТЫ, ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Описано комплекс экспериментальных досліджень, який є складовою процесу розрахунково-експериментального обґрунтування проектно-технологічних параметрів нових машин спеціального призначення. На прикладі паливозаправників АТЗ-22 та АТЗ-40, що спроектовані та виготовлені у ВАТ „Азовмаш”, описані методика, результати та проектно-технологічні рекомендації щодо вибору конструктивних схем і параметрів елементів нових машин.

Описан комплекс экспериментальных исследований, который является составляющей процесса расчетно-экспериментального обоснования проектно-технологических параметров новых машин специального назначения. На примере топливозаправщиков АТЗ-22 и АТЗ-40, спроектированных и изготовленных в ОАО "Азовмаш", описаны методика, результаты и проектно-технологические рекомендации по выбору конструктивных схем и параметров элементов новых машин.

It's described a set of experimental studies, which is the component of calculation and experimental validation of design and technological parameters of new special purpose vehicles. The methodology, results, design and tech-

nological advice on the choice of design schemes and parameters of elements of new machines are described on the example of АТЗ-22 and АТЗ-40 bowsters, designed and constructed in "Azovmash" Company.

Введение. Синтез конструктивных схем и обоснование проектно-технологических параметров машин специального назначения имеет свои особенности. Это относится, например, к транспортно-технологическим машинам для обслуживания авиационных судов на аэродромах и ракетной техники на космодромах, к боевым бронированным машинам, к машинам для работы в химически и радиационно загрязненных средах и т.п. Специфические условия их эксплуатации и требования безопасности, защищенности и высоких технических и тактико-технических характеристик обуславливают жесткие ограничения на прочностные свойства наиболее нагруженных и ответственных их деталей, узлов и систем.

Кроме того, при создании таких машин существуют и другие жесткие ограничения: временные, экономические, экологические. Отсюда, в частности, – проблемы создания опытных образцов этих машин для проведения экспериментальных испытаний. В то же время существует множество аналогичных машин, в свое время спроектированных, рассчитанных, испытанных и эксплуатируемых. Это обуславливает наличие, таким образом, значительного массива информации, который можно использовать при проектных исследованиях вновь создаваемых или осваиваемых в производстве машин. Комплекс перечисленных выше факторов определил актуальность и важность задачи интеграции накопленного объема результатов численных, аналитических и экспериментальных исследований множества конструкций-предшественников в процесс обоснования проектно-технологических параметров вновь создаваемых машин.

Новая методология такой интеграции предложена в работах [1-6] и получила дальнейшее развитие в статье [7]. Она базируется на соединении результатов численных, аналитических и экспериментальных исследований как существующих машин-аналогов, так и вновь проектируемых. В результате строится так называемая «полигибридная» расчетная численная модель. Именно она составляет основную ценность, т.к. многократно прошла расчетно-экспериментальную верификацию и поэтому обладает высокой степенью адекватности и точности, а, значит, обеспечивает соответствующую степень достоверности разрабатываемых с ее помощью рекомендаций по выбору рациональных основных параметров создаваемой машины.

В качестве базовых исследований вначале для верификации численных моделей, а затем – для оценки точности полученных результатов применительно к вновь созданной машине используются результаты экспериментальных исследований машин-аналогов, с одной стороны, и вновь проектируемых, – с другой.

Целью данной статьи является описание методики и результатов таких исследований применительно к аэродромным топливозаправщикам АТЗ-22 и АТЗ-40 конструкции и производства ОАО „Азовмаш”. В этом случае машиной-аналогом является АТЗ-40, а объектом проектных расчетов – АТЗ-22.

Постановка задачи. В работе поставлена задача получения и анализа расчетных и экспериментальных данных для обоснования проектно-технологических

параметров топливозаправщиков АТЗ-40 и АТЗ-22. Схематически данный процесс можно представить в виде последовательности этапов, методологически и хронологически объединенных в единый конгломерат в соответствии с подходом, описанным в [7] (рис. 1). В данном случае, как отмечалось ранее, машиной-аналогом выступает аэродромный топливозаправщик АТЗ-40, а конечным объектом проектно-технологических обоснований – следующая машина данной серии – АТЗ-22. Основным их отличием является емкость цистерны (соответственно 40 м³ и 23 м³). При этом основные конструктивные решения, технология изготовления и условия эксплуатации у этих машин аналогичны. Это создает предпосылки для интеграции результатов исследований этих машин и повышения степени обоснованности проектно-технологических решений АТЗ-22, а также последующих машин данной серии. Далее в работе описаны некоторые этапы экспериментальных исследований АТЗ-40 и АТЗ-22. Расчетные модели элементов АТЗ-40, АТЗ-22 и результаты расчета их напряженно-деформированного состояния (НДС) (этапы I, II, IV, VI и VIII, см. рис. 1) будут описаны в последующих публикациях. В данной статье основное внимание уделено этапам III и VII, которые представляют базовую информацию на начальном и завершающем этапах проектировочных расчетов (см. рис. 1).

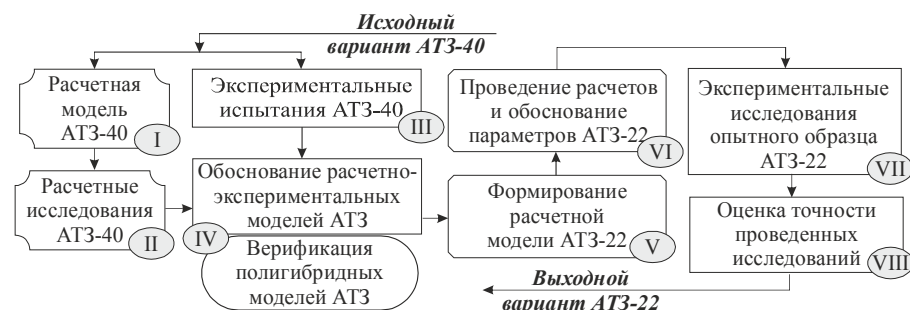


Рис. 1. Структура расчетно-экспериментальных исследований при обосновании проектно-технологических параметров топливозаправщика АТЗ-22

Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния цистерны аэродромного топливозаправщика АТЗ-40. В связи с тем, что автотопливозаправщик представляет собой сложную транспортно-технологическую машину, смонтированную на базе серийного шасси, то основное внимание уделено оригинальному элементу машины – автоцистерне. Именно этот элемент является определяющим для кинематики и динамики автопоезда в целом, а также для расчета эксплуатационных нагрузок и прочности машины в целом и автоцистерны в частности.

Автотопливозаправщик АТЗ-35(40)-6443 относится к среднему типу АТЗ по ГОСТ 235246-87, изготовлен в ОАО "Азовмаш" в соответствии с 9010.00.000 ТУ и комплектом технической документации 9010.00.000 и представляет собой автопоезд, состоящий из полуприцепа (цистерна на двухосном шасси), тягача КрАЗ-6443 и предназначен для выполнения следующих опера-

ций [8-10]: наполнение цистерны топливом собственным или сторонним насосом (нижним или верхним наливом); заправки летательных аппаратов из своей цистерны или стороннего резервуара открытым или закрытым способом; откачивание топлива из раздаточных рукавов; транспортирование топлива на летном поле аэродрома; слив топлива из баков летательных аппаратов и т.д.



Рис. 2. Автотопливозаправщик АТЗ-35(40)- 6443

Основные технические характеристики АТЗ-35(40) (рис. 2): эксплуатационная вместимость – 35-40 м³; количество раздаточных магистралей – 2; расход топлива через раздаточные рукава ДУ-76 длиной 20 м при закрытой заправке и противодавлении за наконечниками ТН-4, равном 0,2 МПа: через одну магистраль – не менее 1500 л/мин; через две магистрали – не менее 3000 л/мин; расход топлива через раздаточные магистрали открытым способом: через одну магистраль – не менее 600 л/мин; через две магистрали – не менее 1200 л/мин. Пропускная способность исполнительного устройства при нижнем наливе и горловины верхнего налива – не менее 3000 л/мин. Предельно допустимое давление топлива на выходе из раздельных рукавов – 0,45 МПа. Давление в цистерне при выполнении рабочих операций: от 0,0125 МПа до 0,032 МПа. Габаритные размеры АТЗ: длина – 18000 мм; высота – 3350 мм; ширина – 3150 мм. Максимальная скорость движения с полной загрузкой – 50 км/час.

Цистерна автотопливозаправщика изготовлена из нержавеющей стали 12Х18Н10Т по ГОСТ 1350-77 со следующими механическими характеристиками: $\sigma_T = 240$ МПа; $\sigma_B = 540$ МПа; $[\sigma]_p = 160$ МПа. Допускаемые напряжения при статических нагружениях (налив + давление) $[\sigma]_{исп} = 0,9\sigma_T = 216$ МПа. В соответствии с разработанной программой и методикой испытаний [10] проводились испытания опытного образца автотопливозаправщика АТЗ-35(40)-6443, разработанного и изготовленного по чертежам 9010.00.000.

Испытания включали в себя следующие этапы: прочностные статические и динамические испытания; тормозные испытания 2-х опытных автотопливозаправщиков АТЗ-35(40) №1 и №2; гидродинамические испытания. Топливозаправщики перед испытаниями прошли техническое обслуживание в соответствии с инструкцией по эксплуатации и обкатку путем пробега на расстояние 1000 км. Статические тензометрические, а также гидродинамические испытания проводились на территории цеха № 28 ОАО „Азовмаш“, при этом заполнение цистерны продуктом и другие операции проводились на стендах цеха. Динамические пробеговые испытания АТЗ-35(40) проводились на автодороге шоссе „Мариуполь-Володарское“, тормозные испытания проводились на асфальтобетонном покрытии на территории ОАО „Азовмаш“.

Целью испытания являлось определение прочностных и эксплуатационных характеристик агрегата АТЗ-35(40), а также соответствия их техническому заданию, требованиям технической документации. Задача прочностных испытаний –

исследование и оценка напряженно-деформированного состояния конструкций автотопливозаправщика при воздействии статических и динамических нагрузок. Задачей *тормозных испытаний* являлось исследование тормозных свойств автотопливозаправщика. Задачей *гидродинамических испытаний* являлось определение гидродинамических давлений в системе заправки топлива. Весь комплекс экспериментальных исследований и их результатов является составным элементом при формировании полигибридных расчетно-экспериментальных моделей целого класса подобных машин, а именно при определении эксплуатационных нагрузок.

Объем и условия проведения испытаний. Испытания по определению статических деформаций конструкции автотопливозаправщика производились при создании следующих видов нагрузок: ступенчатом заполнении цистерны топливом через 10 м^3 до объема 40 м^3 ; создании внутреннего избыточного давления в заполненной до объема 40 м^3 цистерне, равного $P_{\text{раб}} = 0,025 \text{ МПа}$ и $P_{\text{исп}} = 0,05 \text{ МПа}$; создании внешнего избыточного давления величиной $P_1 = 0,01 \text{ МПа}$ и $P_2 = 0,0125 \text{ МПа}$; опирании полуприцепа на гидроопоры; создании кососимметричной нагрузки на загруженный автотопливозаправщик.

Испытания по определению динамических деформаций автотопливозаправщика с заполненной цистерной до объема 40 м^3 и 25 м^3 проводились при движении со скоростью 30 и 50 км/час и торможением; при движении с поворотами влево и вправо на максимально возможной скорости, а также при движении по грунтовым дорогам со скоростью 20-25 км/час и торможением. Тормозные испытания типа „0” проводились в объеме программы испытаний рабочего тормоза автопоезда в холодном состоянии. Определение тормозного пути, времени срабатывания привода тормоза и установившееся замедление выполнялись со скорости движения 30 и 50 км/час заполненного до объема 40 м^3 топливозаправщика.

Испытания по определению величин гидродинамических давлений в системе заправки топливом производились при заполнении цистерны с заглубленного резервуара и производительности закачки топлива 1200 л/мин; при выдаче топлива из цистерны при закрытой заправке через один и два рукава с наконечниками ТН-4 при сочетаниях величин частот вращения вала двигателя 1800, 2400 и 2800 об/мин и противодавлениях 0,2; 0,3 и 0,45 МПа, а также при выдаче топлива из цистерны во время открытой заправки через один и два раздаточных пистолета РП-401, давление на входе в раздаточный рукав 0,4 МПа на 1...3 положениях рычагов.

Статические тензометрические испытания проводились в крытом помещении цеха №28 ОАО „Азовмаш” в июне месяце, при температуре окружающей среды 27...30°C. Динамические прочностные испытания автотопливозаправщика проводились на автошоссе „Мариуполь-Володарское” при температуре окружающей среды 30°C. Тормозные испытания проводились на асфальтобетонном покрытии автодороги на территории ОАО „Азовмаш” при температуре окружающей среды 25 °С. Гидродинамические испытания проводились на территории цеха № 28 при температуре окружающей среды 5°C.

Методика экспериментальных исследований. Исследование напряженно-деформированного состояния автотопливозаправщика выполнялось методом электротензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ-5 [11], которые были установлены в следующих зонах цистерны (см. схему установки тензорезисторов, рис. 3,4): в шести сечениях по шпангоутам, перегородкам и стрингерам внутри цистерны (тензорезисторы №№ 0...60); в девяти сечениях по наружной поверхности цистерны (сечения I-I... VI –VI, I'-I', III-III, тензорезисторы №№ 13...16, 133...146, 155...184); на переднем и заднем днищах (тензорезисторы №№ 1...12 и 185...203); верхних и нижних люках (тензорезисторы № 117...132 и 147...154); зоне сочленения двух секций цистерны (тензорезисторы №204...223); зоне передней и задней опор (тензорезисторы № 221...249 и 271...281).

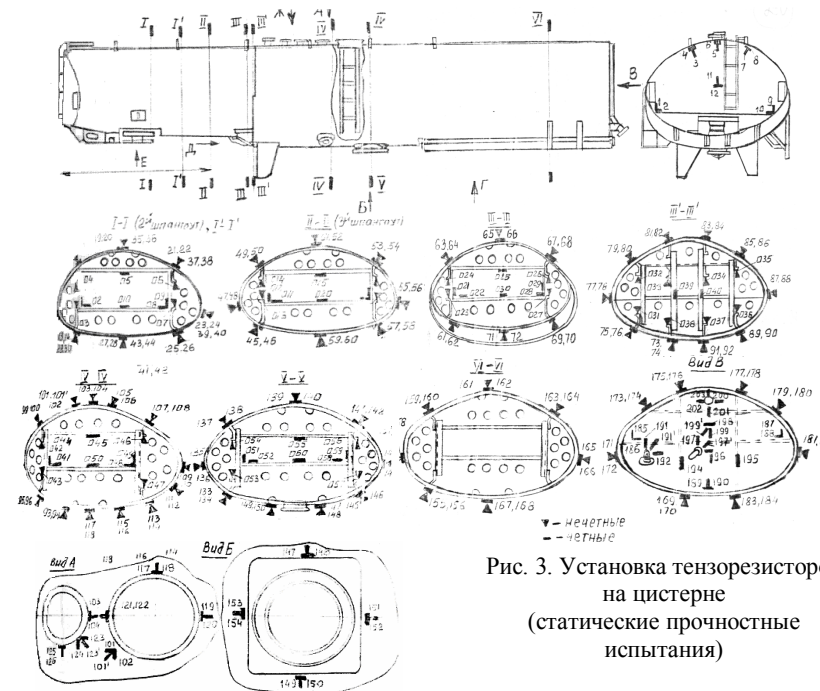


Рис. 3. Установка тензорезисторов на цистерне (статические прочностные испытания)

Наклейка тензорезисторов осуществлялась клеем „диакрин” при температуре +27°C. Предварительно поверхность под наклейку была очищена от грязи и обезжирена ацетоном. После естественной полимеризации клея в течение 24-х часов тензорезисторы покрывались лаком „ХВ” от воздействия влаги и просушивались при 25°C в течение 12 часов. Проверка качества наклейки тензорезисторов включала в себя: визуальный осмотр и выявление смещений решетки тензорезисторов, неплотностей прилегания; проверку целостности решетки тензорезистора путем измерения его сопротивления с помощью цифрового омметра ЦЦ-34; измерение

сопротивления изоляции между решеткой тензорезистора и корпусом цистерны, которое находилось в пределах 20-100 МОм; выявление пузырьков воздуха под решеткой тензорезистора путем нажатия на основу тензорезистора и измерения его сопротивления.

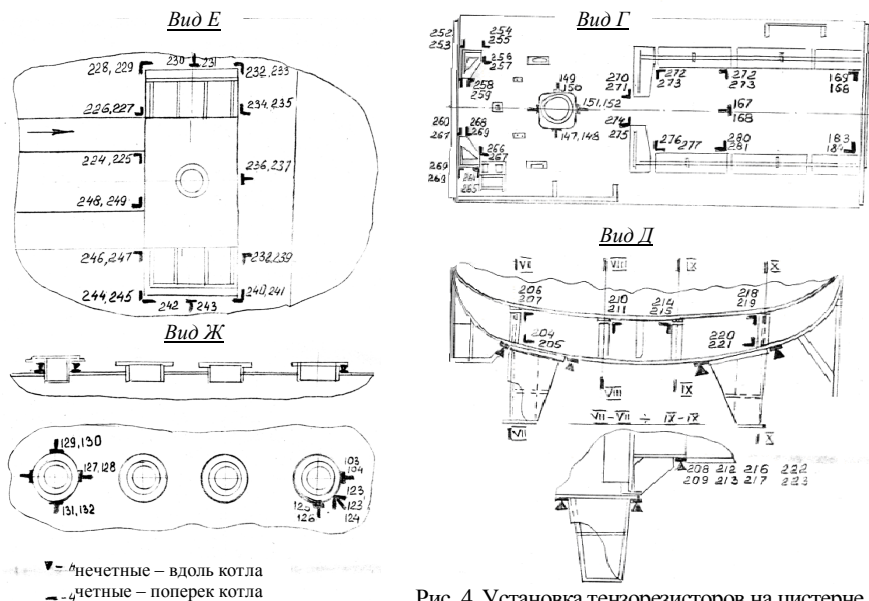


Рис. 4. Установка тензорезисторов на цистерне

Измерение статических деформаций осуществлялось по групповой схеме включения тензорезисторов, при этом в одно плечо измерительного моста включается компенсационный тензорезистор, а во второе плечо автоматически подключается группа активных. В качестве измерительно-регистрирующего прибора использована система СИИТ-3 с записью цифровых данных на магнитную ленту. Обработка результатов измерений производилась по разработанной программе с помощью компьютера „Электроника Б-02”.

Динамические деформации измерялись по мостовой схеме, при этом в плечи полумоста включался один активный и один компенсационный тензорезисторы. В качестве усилителя сигналов использовался усилитель тензометрический ТУП-12. Регистрация величин динамической деформации производилась на осциллографную фотобумагу магнито-электрического шлейфового осциллографа К-20-22.

Измерения ускорений (замедлений) и регистрация их в процессе динамических и тормозных испытаний производились с помощью датчиков ускорений ДУ-5с, работающих в комплексе с виброизмерительной аппаратурой ВИ6-6ТН, и осциллографа К-20-22. Датчики устанавливались в 2-х плоскостях – вертикальной (нечетные номера) и горизонтальной (четные номера) в

следующих зонах: на раме тягача (датчики ДУ – №№ 1,2); на полуприцепе в области седельно-прицепного устройства (датчики № 3-4); на заднем днище полуприцепа цистерны (ДУ № 5...6).

Подготовка к статическим и динамическим измерениям включала в себя: отбор, калибровку и группировку тензорезисторов; отбор аппаратуры по диапазону измеряемых величин и чувствительности; тарировку измерительных трактов; установка тензорезисторов на конструкции топливозаправщика; монтаж измерительных схем; подключение, заземление, прогрев, настройка аппаратуры; пробная запись во время опрессовки цистерны путем налива топлива в объеме 40 м³; подбор масштаба записи параметров и положение нулевых линий на осциллографе.

Подготовка виброизмерительной аппаратуры к работе заключалась в проверке на функционирование и тарировке. Тарировка сводилась к нахождению коэффициентов чувствительности измерительного тракта при повороте датчика, установленного на специальном тарировочном устройстве, на 90° от своего горизонтального положения равновесия, что соответствует ускорению 9,8 мс⁻².

Определение скорости движения и тормозного пути производилось с помощью специального мерительного устройства „пятое колесо”, прикрепляемого во время тормозных испытаний к полуприцепу топливозаправщика и оснащенного электрическим преобразователем пути и скорости. Сигнал с «пятого колеса» регистрировался на фотобумаге осциллографа К-20-22.

Тарировка устройства измерения скорости „пятого колеса” производилась на стенде с заранее известными скоростями вращающихся деталей.

Проведение контрольных торможений выполнялось следующим образом: разгоняли автопоезд до скорости, на 3-5 км/час больше необходимой скорости; отсоединяли двигатель от трансмиссии путем установки в нейтральное положение коробки передач; при продолжении движения накатом до заданной скорости затормаживают автопоезд путем нажатия на тормозную педаль с усилием 700 Н. При испытаниях „0” было выполнено не менее 2-х торможений в каждом направлении движения на каждой скорости.

Измерение температуры в тормозных колодках автотопливозаправщика производилось с помощью датчиков температуры ИС-545 образцовым измерительным мостом МО-62 по сопротивлению датчика температуры, устанавливаемого на тормозных колодках и пересчетным таблицам, прилагаемым к паспорту датчика.

При гидравлических испытаниях давление в гидросистеме топливозаправщика измерялось с помощью датчиков давления мембранного типа ДДМ-15 и ДДМ-25, соединенных по безусилительной схеме с регистрирующим осциллографом К-20-22. Регистрация гидродинамических давлений на фотобумагу осциллографа производилась в момент прекращения подачи топлива путем закрытия задвижек стенда, срабатывания клапанов и включения раздаточных пистолетов. Датчики давления устанавливались: на заборном трубопроводе между приемочными штуцерами ШП1 и ШП2 и клапаном К3 (датчик ДД №1); на трубопроводе между насосом Н заправщика и клапанами

К1 и К2 выдающих магистралей (датчики ДД №2, ДД №3); на выходе из раздаточных магистралей между наконечниками топливных модулей ТН-1 и ТН-2 и приемным резервуаром стенда (датчики ДД №4, ДД №5).

Статические испытания. От воздействия статической вертикальной нагрузки, создаваемой путем заполнения цистерны 40 м³ топлива, в конструкции заправщика зарегистрированы следующие значения наибольших величин главных напряжений, приведенные на рис. 5. При создании внутреннего избыточного давления в заполненной топливом цистерне, равного 0,025 и 0,05 МПа, зарегистрированы наибольшие величины напряжений (МПа) в исследуемых элементах и зонах, приведенные на рис. 6.

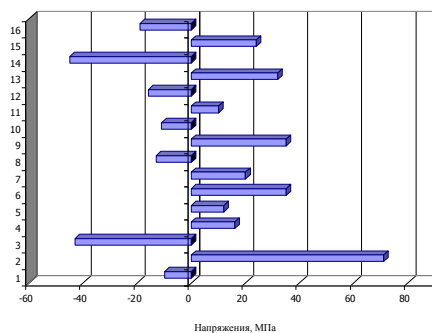


Рис. 5. Максимальные главные напряжения в сечениях автотопливозаправщика от воздействия статической вертикальной нагрузки

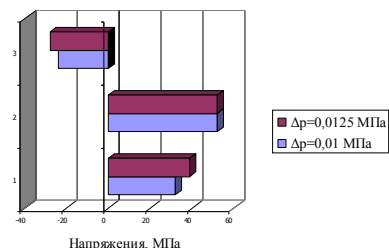


Рис. 7. Наибольшие напряжения при создании избыточного внешнего давления в цистерне

Нагружение конструкции заправщика путем создания внешнего избыточного давления (разрежения) в котле 0,01 и 0,0125 МПа показали, что оболочка обладает достаточной устойчивостью. Величины напряжений не превышают приведенных на рис. 7. В остальных исследуемых точках и зонах величины напряжений ниже приведенных. При установке заполненного топливом полуприцепа на гидропоры выявлено, что наиболее нагруженными элементами конструкции являлись сечение ПГ- ПГ, зона установки гидропор

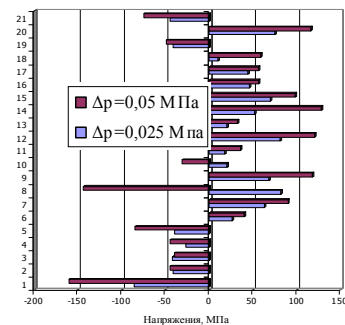


Рис. 6. Наибольшие напряжения от внутреннего избыточного давления в цистерне

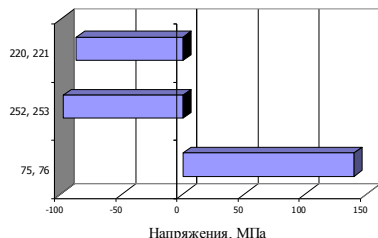


Рис. 8. Напряжения в цистерне при установке заполненного топливом АТЗ-40 на гидропоры

(вид Г) и зона соединения двух секций цистерны (вид Д), а величины напряжений соответственно приведены на рис. 8. В остальных исследуемых зонах величины напряжений не превышали -44 МПа.

Под воздействием косимметричных нагрузок, создаваемых путем наезда автотопливозаправщика колесами тягача и полуприцепа на специально изготовленные препятствия высотой 250 мм, в конструкции АТЗ возникали напряжения, величины которых представлены на рис. 9. В остальных сечениях и зонах величины напряжений ниже приведенных. Величины суммарных напряжений от совместного воздействия статических нагрузок для рабочего и испытательного режимов соответственно не превышали величин, приведенных на рис. 10. Величины главных и суммарных напряжений при статических нагружениях конструкции автотопливозаправщика приведены в табл. 1.

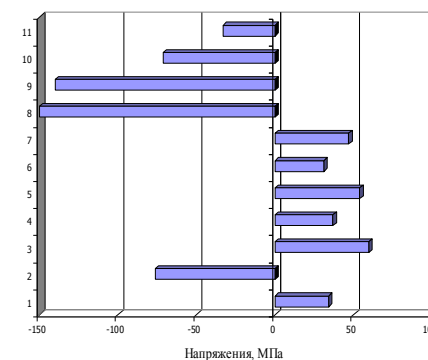


Рис. 9. Напряжения в АТЗ при создании косимметричной нагрузки на полуприцеп

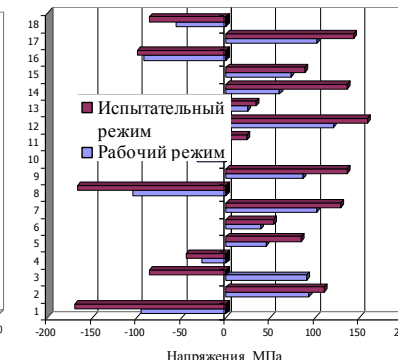


Рис. 10. Суммарные напряжения от совместного воздействия статических нагрузок для рабочего и испытательного режимов

Таблица 1

Наибольшие величины главных и суммарных напряжений при статических нагружениях топливозаправщика, МПа

Исследуемая зона	Номер тензорез.	Направление	Заполнение топливом, м ³				Вес котла	Избыт. дав-ление, МПа		Разреже-ние, МПа		Опирание гидропоры	Кососимметрич. нагружение	Суммарные напряжения при режимах		
			10	20	30	40		0,025	0,05	0,01	0,0125			рабо-чем Σ ПП 7,8,9	испы-тель-ном Σ ПП 7, 8, 10	
Длине перед-ние	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	3	x	-2	-2	-3	-4	0	-30	-55	10	14	-6	-10	34	-59	
	4	y	-2	-2	-4	-8	-1	-67	-125	25	29	-14	-15	-76	-134	
	5	x	-2	-2	-4	-10	-1	-72	-130	27	32	-15	-6	-83	-141	
	6	y	-2	-4	-5	-9	-1	-86	-160	32	39	-17	-7	-96	-170	
	7	x	-3	-3	-3	-5	-1	-32	-60	14	17	-6	-11	-38	-66	
	8	y	-2	-2	-4	-6	-1	-58	-110	22	23	-12	-13	-65	-117	

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Сече- ние I-I	010		11	30	48	71	9	73	30	52	52	-17	56	93	110
	27	x	-9	-20	-33	-39	-5	-41	-45	-5	-4	-5	-29	-85	-89
Сече- ние I-I	28	y	-4	-8	-13	-18	-2	-17	-19	-1	0	-1	-22	-37	-39
	41	x	-	-	-	-13	-2	-7	-8	11	14	2	60	-22	-23
	42	y	-4	-6	-7	-43	-5	-42	-40	11	33	0	50	-90	-88
Сечение II-II	44	y	2	3	5	7	1	31	46	-7	-8	11	10	39	54
	49	x	-2	-2	-3	-4	0	6	13	-2	-2	0	-8	-4*	11
	50	y	-3	-	-2	0	0	-5	-13	5	5	0	-8	-5	-13
	60	y	0	6	12	16	2	20	26	8	8	-2	10	38	44
	015		1	2	5	10	1	-18	-43	15	17	3	5	11*	-32
	019		1	1	2	4	0	41	80	-10	-12	17	17	43	84
Сечение III-III	020		-1	-1	0	5	1	-40	-85	22	25	-13	-4	-34	-79
	021		0	2	3	9	1	19	30	1	0	-9	1	29	40
	022		-1	-3	-4	-4	0	-14	-25	7	8	25	-14	-18	-29
	028		0	-3	-3	-3	0	-13	-25	5	6	20	-14	-16	-28
Опора котла	029		2	3	5	12	1	26	40	0	-3	-11	11	39	53
	271	x	-4	-5	-7	-10	-1	-45	-75	19	21	-22	-14	-56	-86
Сечение III'-III'	031		6	10	15	25	3	44	50	4	2	15	35	72	88
	032		2	3	5	7	1	27	42	-5	-7	-33	-14	35	50
	033		2	3	4	8	1	14	44	-3	-5	-22	10	23	53
	034		2	2	4	8	1	30	60	-5	-8	-25	10	39	59
	035		2	2	5	7	1	32	48	-11	-14	-30	13	40	-56
	036		6	10	15	24	3	43	60	0	-2	15	34	70	87
	037		8	14	22	35	4	63	90	3	0	-9	36	102	129
	038		8	14	22	33	4	60	87	3	0	-11	37	97	124
	039		2	6	9	17	2	36	55	2	0	-44	19	55	74
	040		2	6	9	16	2	34	57	0	4	-36	-34	52	75
	82	y	-7	-3	-11	-13	-2	-18	-30	-3	4	27	-16	-33	-45
	83	x	-11	-11	-29	-32	-4	-16	-22	-5	-5	34	-20	-52	-59
	85	x	-8	-9	-24	-30	-4	-22	-22	-6	-7	36	-21	-56	-56
	041		4	4	6	10	10	55	100	-9	-13	18	10	66	111
	045		-3	-5	-5	-5	-1	-30	-62	13	15	-5	-5	-36	-68
	050		-9	-10	-14	-20	-3	-82	-144	22	28	-44	-17	-105	-167
Зона верх. лозов, вид А и Ж	104	y	-2	-2	-2	-2	0	12	24	-6	-7	5	-4	10	22
	105	x	-5	-6	-6	-8	-1	-7	-10	-5	-8	12	-13	-16	-19
	114	y	-4	-5	-9	-9	-1	-14	-34	5	7	2	-9	-24	-44
Сечение IV -IV	116	y	-4	-6	-10	-11	-1	-30	-51	9	11	11	-12	-41	-67
	118	y	-4	-7	-9	-12	-1	18	36	-5	-11	-10	-13	-13*	23
	120	y	-3	-4	-6	-8	-1	20	31	-7	-10	5	-7	11	-22
Сечение V-V	124	y	1	1	1	2	0	8	20	2	4	16	10	10	22
	051		6	7	8	16	2	68	118	-11	-15	19	14	86	136
	055		-5	-5	-5	-6	-1	-56	-104	18	21	-14	-8	-65	-111
Вид Г, зона установки гидропор	059		5	6	8	20	3	66	104	-6	-8	19	19	-89	127
	258	y	7	12	15	24	3	75	116	-11	-16	44	28	102	143
	268	y	6	10	13	21	3	55	81	-6	-9	31	20	79	105
Нижний лок Вид Б	147	x	11	13	21	35	4	81	120	-11	-23	40	54	120	159
	149	x	7	14	19	26	3	60	90	0	-3	9	28	89	119

	151	x	9	15	22	29	4	71	105	-4	-9	10	-29	104	138
--	-----	---	---	----	----	----	---	----	-----	----	----	----	-----	-----	-----

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Нижний лок Вид Б	152	y	8	14	20	27	3	73	13	-8	-13	11	26	103	143
	153	x	0	18	24	32	4	79	116	-3	-7	6	33	113	152
	154	y	9	14	20	27	3	75	116	-7	-18	12	28	105	145
	156	y	-1	-1	-2	-3	0	-5	-7	-3	-3	-8	-6	-8	-10
сечение VI-VI	157	x	-1	0	0	4	0	13	21	-1	-2	-7	3	17	25
	165	x	-1	-1	0	6	1	16	26	-2	-3	-3	3	23	33
	166	y	-1	1	4	7	1	16	23	0	-2	3	2	24	31
	168	y	-4	-5	-6	-11	-1	-20	-31	8	10	-11	-11	-32	-43
	173	x	1	3	5	8	1	15	25	0	-1	4	7	24	34
	174	y	1	0	0	-1	0	-9	-15	4	4	-1	-1	-10	-16
Обечайка котла, Вид В	175	x	1	1	-1	-2	0	-10	-16	4	5	-1	-2	-12	-20
	176	y	0	1	3	8	1	20	32	-2	-3	5	7	29	41
	187	x	1	2	3	5	1	19	35	-6	-7	3	4	25	41
	189	x	-2	-7	-10	-16	-2	-35	-43	5	8	-12	-13	-53	-61
Вид В длина заднее	192	y	0	2	3	9	1	47	84	6	8	11	10	57	94
	195		0	1	3	7	1	51	97	-15	-19	9	7	59	105
	196	x	1	2	4	7	1	52	128	6	7	10	11	60	135
	199	y	0	1	3	13	2	70	98	-11	-14	12	9	85	118
Зона сочленения 2-х секций пис- терны, вид Д	205	x	3	6	9	13	2	16	17	3	2	-71	21	31	32
	209	x	5	10	16	22	3	33	41	4	3	-28	32	52	66
	212	y	5	10	17	24	3	40	54	1	-1	-19	31	67	81
	213	x	6	12	19	26	3	44	59	0	2	-19	28	73	88
	216	y	2	11	17	25	3	34	42	6	7	-24	31	62	70
	217	x	6	16	23	32	4	46	56	8	8	-28	40	82	92
Зона педней опоры, вид Е	235	x	-2	-14	-27	-40	-5	-42	-43	-4	-3	-8	-73	-87	-88
	239	x	-9	-23	-36	-45	-6	-41	-49	-8	-7	-6	-100	-92	-100
	241	x	-6	-14	-22	-32	-4	-30	-32	-8	-7	-1	-39	-66	-68

Динамические испытания. Наибольшие величины динамических напряжений при исследовании вертикальной динамики топливозаправщика зафиксированы на котле у передней опоры (сечения I-I, II-II), в зоне сочленения (т.60, датчик Д). В остальных точках напряжения представлены на рис. 11. При воз-

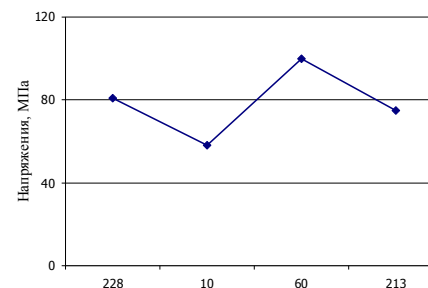


Рис. 11. Напряжения при вертикальной динамике

действии продольной динамической нагрузки наибольшие величины напряжений достигали величин, приведенных на рис. 12. Для всех тензорезисторов, установленных для измерения динамических напряжений, величины напряжений представлены на рис. 13, 14.

Результаты исследований продольной динамики конструкции

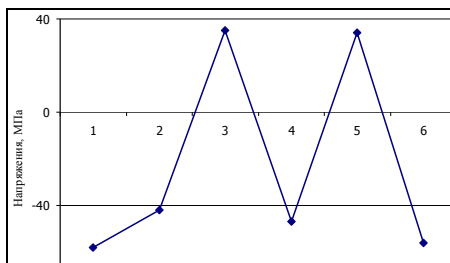


Рис. 12. Напряжения при продольной динамической нагрузке

Таблица 2
Амплитуды ускорений при движении по асфальтному покрытию дороги, м/с^2

Режим движения со скоростью, км/час	Амплитуда ускорений, м/с^2
35	4,8...4,9
50-60	4,5...5,2

заправщика показаны на рис. 15, 16. Максимальные амплитуды ускорений в вертикальной плоскости, обусловленные неровностью дороги, возникали при движении по асфальтному покрытию дороги (табл. 2) и при движении по грунтовой дороге (рис. 17). Продольные ускорения (замедления) при торможениях автотопливозаправщика составили: при асфальтном покрытии дороги при начальной скорости 35 км/час – 3,8...4,3 м/с^2 , а при начальной скорости 50 км/час – 3,8...4,3 м/с^2 ; на грунтовой дороге при начальной скорости 20-25 км/час – 3,4...4,1 м/с^2 .

Рис. 13. Наибольшие величины напряжений при исследовании вертикальной динамики конструкции топливозаправщика ($Q=40$ т) в зависимости от скорости движения

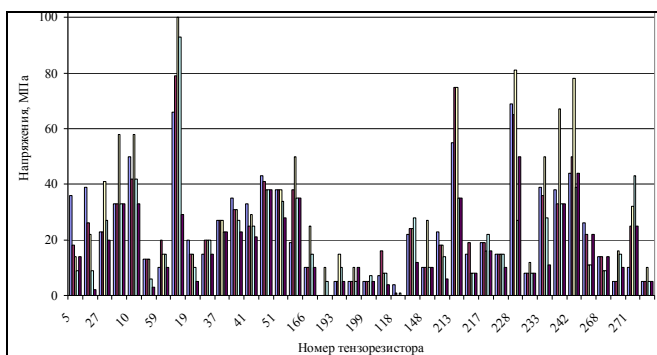
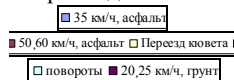


Рис. 14. Наибольшие величины напряжений при исследовании вертикальной динамики конструкции топливозаправщика ($Q=20-25$ т) в зависимости от скорости движения

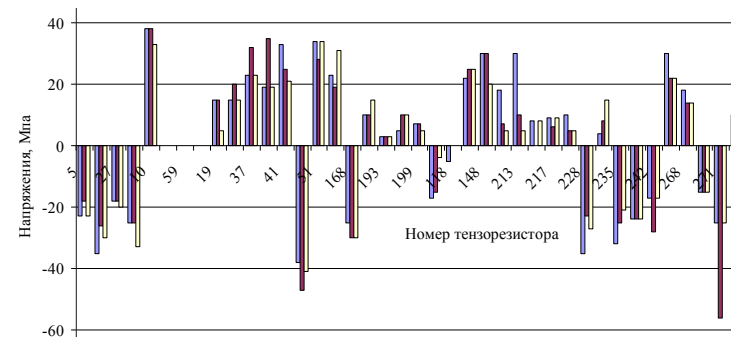
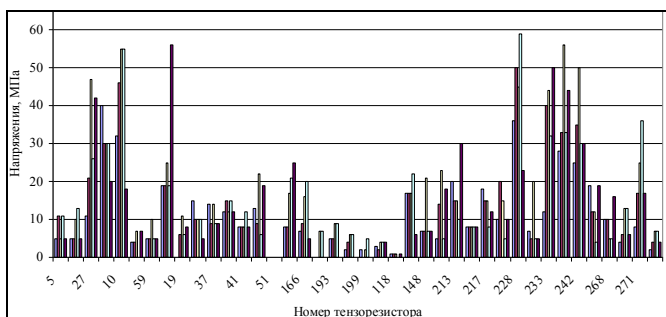
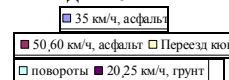


Рис. 15. Наибольшие величины напряжений при исследовании продольной динамики конструкции топливозаправщика ($Q=40$ т)

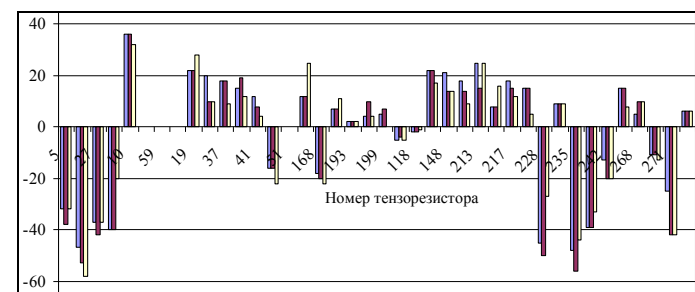
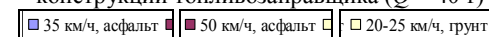


Рис. 16. Наибольшие величины напряжений при исследовании продольной динамики конструкции топливозаправщика ($Q=20+25$ т)

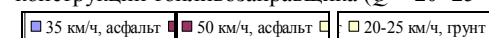
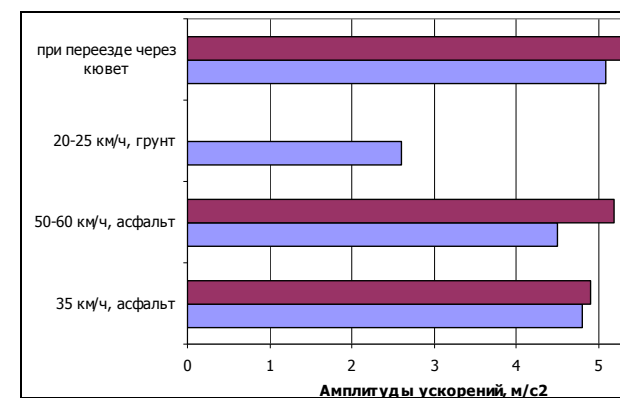


Рис. 17. Амплитуды ускорений при движении по дорогам при различных режимах



Тормозные испытания типа „0”. Результаты измерений при тормозных испытаниях двух автотопливозаправщиков №1 и №2 (зав. № 0902001 и 0902002)

приведены на рис. 18, 19. При определении эффективности рабочей тормозной системы установлено: время с момента нажатия на педаль до начала торможения не превышало 0,35 с; время с момента нажатия на педаль тормоза до полной остановки автопоезда составило 2,0...3,5 с; средняя величина начальной скорости торможения – 36 км/час; среднее значение тормозного пути – 24,5 м; среднее установившееся замедление – 5,7...6,0 м/с²; температура тормозных колодок перед началом испытаний составляла 65°С.

Гидродинамические испытания. Результаты проведенных гидродинамических испытаний представлены на рис. 20-23, из которых выявлено следующее: рабочее давление, создаваемое насосом при различных скоростях вращения вала двигателя, достигало величины: при 1200 об/мин – 0,2÷0,25 МПа; при 2400 об/мин – 0,35÷0,4 МПа; при 2800 об/мин – 0,45÷0,55 МПа.

За время закрытой заправки при выдаче топлива из цистерны через один и два рукава с наконечниками ТН-4 наибольшие гидродинамические давления были зафиксированы на наконечниках в момент закрытия задвижек стенда, оборотах двигателя 2800 об/мин, противодавлении 0,2 МПа и составили 0,84 МПа – для выдачи топлива через два рукава и 0,73 МПа – через один рукав. При увеличении сопротивления до 0,3...0,45 МПа величины гидроударов снижаются в 1,5 раза.

При срабатывании клапанов К1 и К2 в этом режиме испытаний наибольшие гидродинамические давления достигали величин 0,98 МПа. Во время открытой заправки при выдаче топлива через раздаточные пистолеты РП-401, давления на входе в раздаточный рукав 0,41÷0,45 МПа, гидродинамические давления достигали величин 1,17 МПа – на третьем положении рычагов 2-х раздаточных писто-

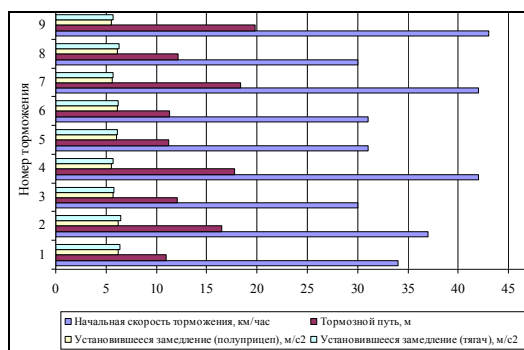


Рис. 18. Результаты тормозных испытаний автотопливозаправщика АТЗ-35(40) №1

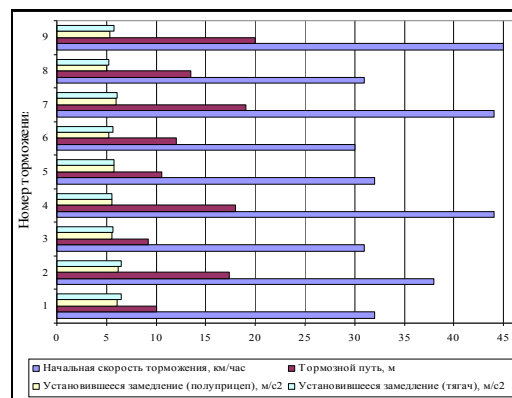


Рис. 19. Результаты тормозных испытаний автотопливозаправщика АТЗ-35(40) №2

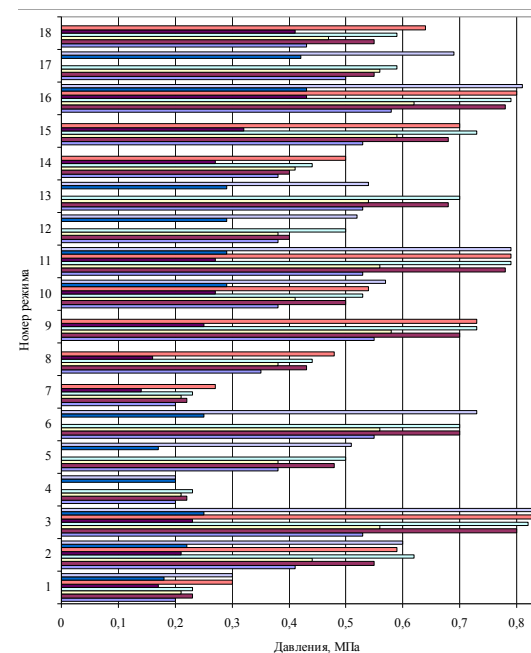
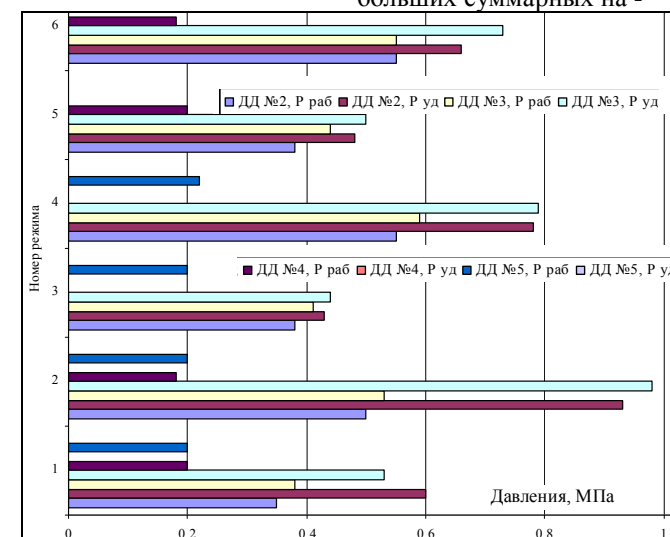


Рис. 21. Величины гидродинамических давлений АТЗ-40 при выдаче топлива из цистерны

■ ДД №2, Руд □ ДД №3, Рраб □ ДД №3, Руд
 ■ ДД №4, Руд ■ ДД №5, Рраб □ ДД №5, Руд

Рис. 22. Величины гидродинамических давлений АТЗ-40 при выдаче топлива из цистерны

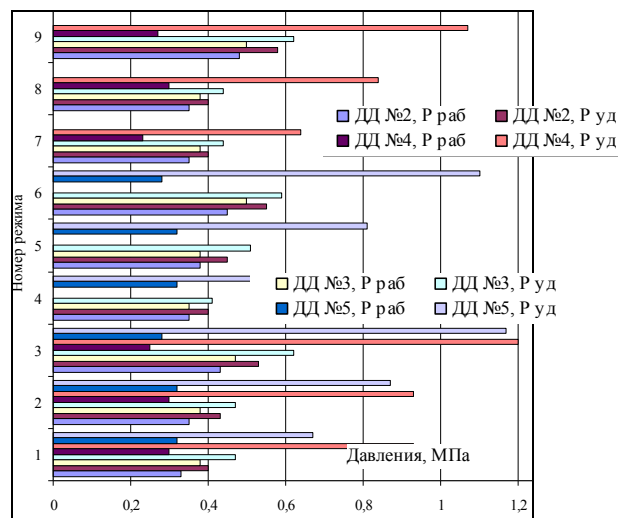


летов. При выдаче топлива через один пистолет наибольшие величины гидродавлений составили –1,1 МПа.

В режиме загрузки автотопливозаправщика сторонним насосом в момент срабатывания ограничителя налива величина гидродавлений достигала 1,95 МПа, а при загрузке АТЗ из заглубленного резервуара при производительности закачки топлива 1200 л/мин – 0,61 МПа.

Оценка напряженно-деформированного состояния конструкции автотопливозаправщика АТЗ-40. Оценка НДС элементов, деталей и узлов цистерны-полуприцепа заправщика производилась сравнением наибольших суммарных на -

Рис. 23.
Величины гидро-
динамических
давлений АТЗ-40
при выдаче
топлива
из цистерны



пряжений, полученных при наиболее неблагоприятном сочетании одновременно действующих эксплуатационных нагрузок, с допускаемыми напряжениями [12].

При установившемся движении автотопливозаправщика должно выполняться соотношение $\sigma_{\Sigma}^1 = \sigma_1 + \sigma_{св} + \sigma_2 + \sigma_3 \leq [\sigma]_P = 160$ МПа, где σ_1 – статическое напряжение от воздействия 40 м³ продукта, заполненного в цистерну; $\sigma_{св}$ – напряжение от собственного веса котла; σ_2 – напряжения, полученные от воздействия внутреннего избыточного рабочего давления 0,025 МПа; σ_3 – динамические напряжения, полученные при исследовании вертикальной динамики.

Наибольшие суммарные напряжения были получены в следующих зонах конструкции и представлены на рис. 24.

Оценка прочности конструкции с учетом продольных динамических нагрузок, возникающих при торможениях автопоезда, осуществлялась по выражению $\sigma_{\Sigma}^2 = \sigma_1 + \sigma_{св} + \sigma_2 + \sigma_4 \leq [\sigma]_P = 160$ МПа, где σ_4 – динамические напряжения, измеренные при исследовании продольной динамики.

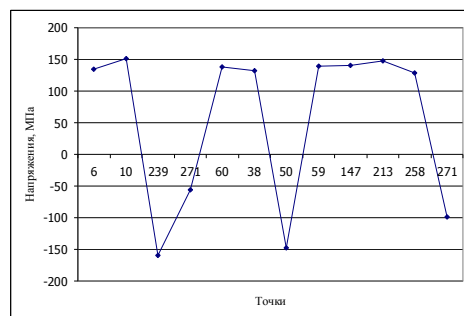


Рис. 24. Суммарные напряжения при установившемся движении автотопливозаправщика

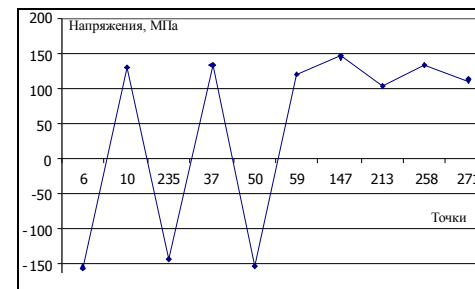


Рис. 25. Суммарные напряжения в цистерне с учетом продольных динамических нагрузок

где σ_5 – напряжения, полученные при установке груженого полуприцепа на опорные устройства, а наибольшие суммарные напряжения получены в следующих зонах конструкции (рис. 26). Наибольшие величины главных суммарных напряжений для всех исследуемых в динамике точек и видов нагружений представлены на рис. 27, 28, где

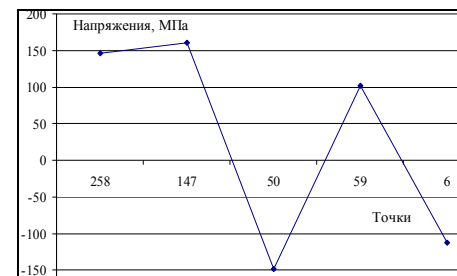


Рис. 26. Суммарные напряжения в цистерне при установке полуприцепа на гидроопоры

величины суммарных напряжений не превышают допускаемых, равных 160 МПа. Величины главных суммарных напряжений для испытательного режима (напряжения от массы продукта, собственного веса котла испытательного давления 0,05 МПа) не превышали 170 МПа (т. 6) при допускаемом $[\sigma]_{исп} = 216$ МПа.

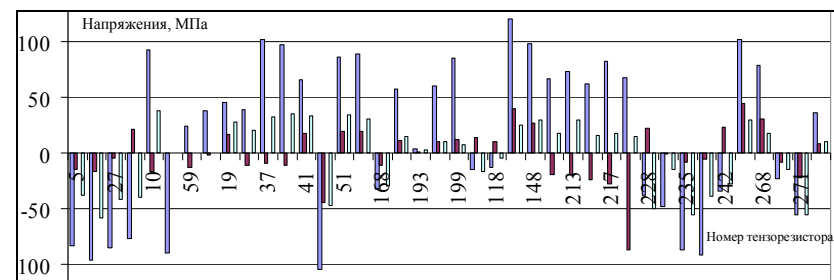
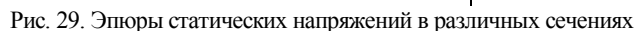
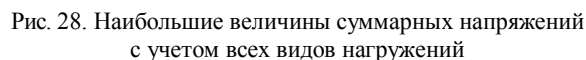


Рис. 27. Наибольшие величины главных суммарных напряжений с учетом всех видов нагружений

■ Динамические напряжения от вертикальных нагрузок
■ Динамические напряжения при торможении
■ Статические напряжения от вертикальной нагрузки и
■ Статические напряжения при опирании на опоры



- для статических измерений $\delta_{ст} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} = 3,2\%$;
- для динамических измерений – $\delta_{дин} = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2} = 7,5\%$.

4. Автотопливозаправщик АТЗ-35(40) удовлетворяет требованиям

9010.00.000. ТУ.

Полученные результаты являются основой для создания полигибридной расчетно-экспериментальной модели для оценки несущей способности, обеспечения прочности и снижения массы наиболее нагруженных и ответственных элементов автотопливозаправщиков, в частности, АТЗ-22.

Экспериментальные исследования АТЗ-22. Как отмечалось выше, для создания адекватных и точных расчетных моделей вновь проектируемых машин, выполняющих регламентированные ответственные операции, целесообразно применение расчетно-экспериментального метода, предполагающего проведение первоначального цикла исследований на машинах-предшественниках. После этого созданные расчетные схемы используются для проведения расчетов и обоснования проектных решений. После изготовления первого опытного образца созданная машина подвергается проверочным испытаниям.

Такая методика была использована в процессе создания топливозаправщика АТЗ-22 (рис. 30). В данной статье представлены результаты экспериментальных исследований уже созданного топливозаправщика АТЗ-22.



Рис. 30. Автотопливозаправщик АТЗ-22

Объект экспериментальных испытаний. Автотопливозаправщик (АТЗ) АТЗ-22, спроектированный и изготовленный в ОАО „Азовмаш”, представляет собой автопоезд, состоящий из полуприцепа (цистерна на двухосном шасси) и тягача, предназначен для выполнения следующих операций: наполнение цистерны топливом собственным или сторонним насосом; заправки летательных аппаратов из своей цистерны или стороннего резервуара открытым или закрытым способом; откачивание топлива из раздаточных рукавов; транспортирование топлива на летном поле аэродрома; слив топлива из баков летательных аппаратов и т.д.

Общие условия экспериментальных испытаний. В соответствии с разработанной программой и методикой испытаний [17] проводились испытания опытного образца автотопливозаправщика, включающие в себя следующие этапы: прочностные статические и динамические испытания; гидродинамические испытания; дорожные испытания.

Исследование напряженно-деформированного состояния конструкции АТЗ-22 при динамических испытаниях проводится с цистерной, заполненной до эксплуатационного объема при движении АТЗ со скоростью 40 и 50 км/ч с резким торможением; при движении АТЗ с поворотами влево (вправо) с максимально возможной скоростью; при движении АТЗ по дорогам III-V-й категорий.

При подготовке и проведении испытаний используются следующие оборудование и приборы: тензорезисторы КФ-5, система измерительная тензо-

метрическая СИИТ-3, тензоусилитель 8АНЧ-23, манометр МТП, виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ГН, осциллограф магнитоэлектронный К-20-22, секундомер СТЦ-1, цифровой толщиномер УТ-93П, вибратор ИВ-107, виброанализатор 01022 „Роботрон”. Отдельные результаты этих испытаний представлены в виде осциллограмм в данной статье.

Результаты экспериментальных исследований. Исследование напряженно-деформированного состояния автотопливозаправщика выполнялось методом электротензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ-5 [18], которые были установлены в следующих зонах цистерны (см. схему установки тензорезисторов, рис. 31) [1-7].

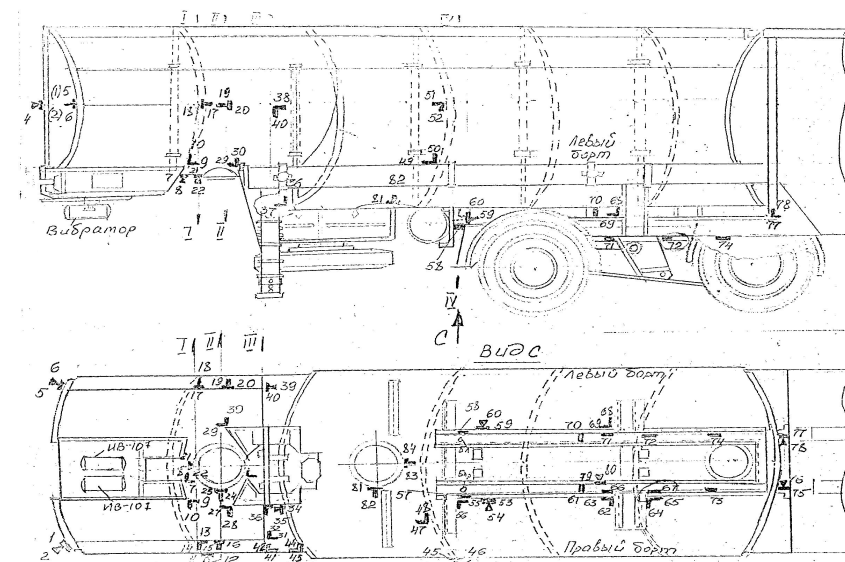


Рис. 31. Схема установки тензорезисторов на АТЗ-22-5444

Динамические деформации измерялись по мостовой схеме, при этом в плечи полумоста включался один активный и один компенсационный тензорезисторы. Регистрация величин динамической деформации производилась на осциллографную фотобумагу магнито-электрического шлейфового осциллографа К-20-22. На рис. 32 представлены осциллограммы, зарегистрированные при дорожные испытаниях автотопливозаправщика.

Результаты испытаний. Результаты прочностных статических и динамических испытаний представлены на рис. 33, 34.

Отработка режимов вибронагружений (выбор частот вибрации) по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны представлена в табл. 3 и на рис. 35.

По результатам экспериментальных исследований АТЗ-22 можно сде-

лать следующие выводы.

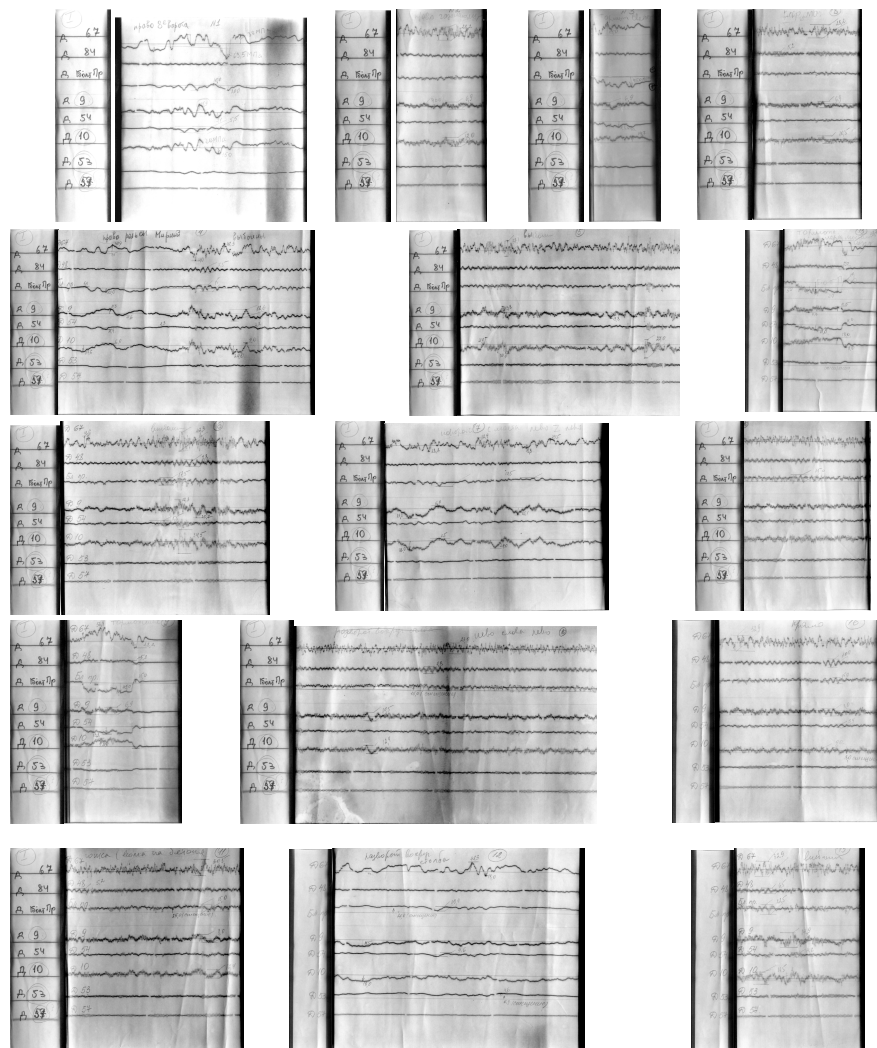


Рис. 32. Примеры осциллограмм, полученных при испытаниях

1. Наибольшие напряжения в исследуемых зонах от налива топлива в цистерну были зафиксированы на обечайке вблизи нижнего переднего люка тт. 21, 22, 27, 28 (28 ...35 МПа), а также вблизи приварки гидроопор тт. 29, 30 (57 МПа и 70 МПа).

2. При создании испытательного давления 0,05 МПа в наполненной то-

пливом цистерне зафиксированы наибольшие главные суммарные напряжения (табл. 3):

- на переднем днище: –25...–33 МПа (тт. 1, 2, 5, 6); на обечайке в зоне приварки шкворневой плиты: –43 МПа (т. на обечайке в зоне между шкворневой плитой и опорами (сеч. 1:104 МПа, 121 МПа и 100 МПа (тт.28-30);
- на обечайке в месте приварки нижних переднего и среднего стыков –81 МПа, 86 МПа (тт. 21, 22) и 28 МПа и 39 МПа (тт.81, 82).

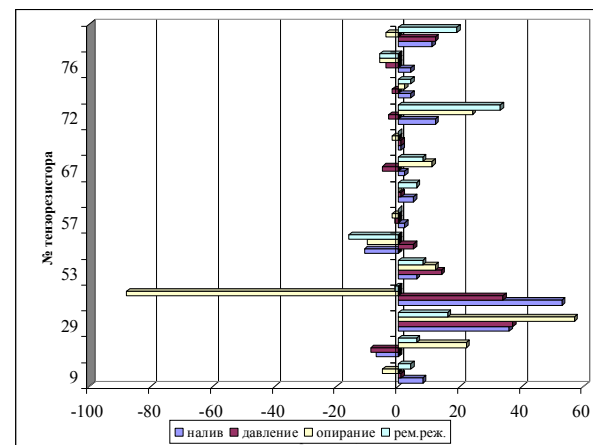


Рис. 33. Наибольшие суммарные напряжения, зарегистрированные в элементах конструкции АТЗ-22 при статических испытаниях

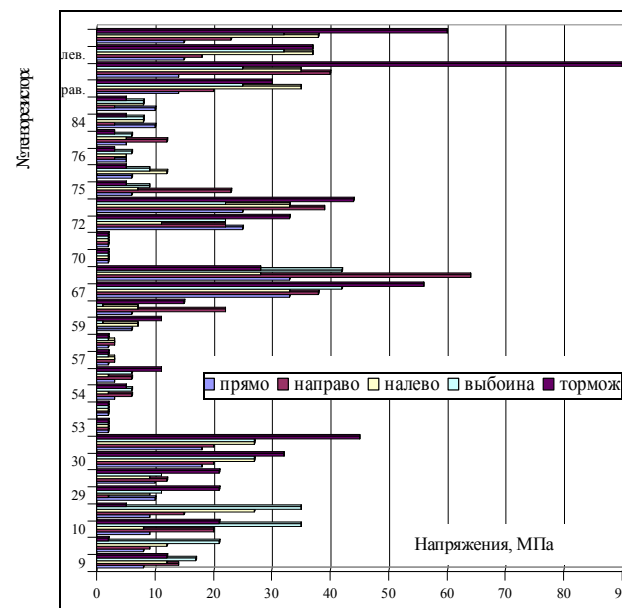
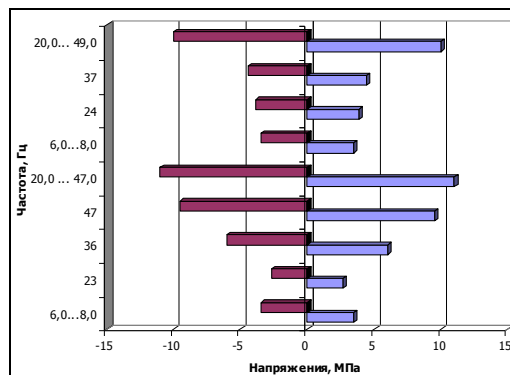


Рис. 34. Наибольшие суммарные напряжения, зарегистрированные в элементах конструкции АТЗ-22 при динамических

■ Напряжение макс. ■ Напряжение мин.

Рис. 35. Выбор частот вибрации по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны



3. В режиме смены точек опирания с шкворневой плиты на гидроопоры наиболее нагруженными выявились зоны обечайки у гидроопор и среднего нижнего люка: (тт. 27, 28) –67 МПа, –93 МПа и –67 МПа (т. 81) и –40 МПа на раме (т. 72); уровень напряжений остальных точек не превышал 40 МПа.

4. Статические напряжения, полученные от затяжки болтов крепления цистерн к раме моментом 200...250 Нм, составили 160 МПа (болт правый) и 260 МПа (болт левый).

5. Динамические дорожные испытания позволили выявить уровень знакопеременных напряжений при движении АТЗ по асфальто-бетону, при этом размах их амплитуды на раме достигал величин 25÷–25 (МПа), 33÷–33 (МПа) (тт. 72 и 67), на обечайке 10÷–10 (т. т. 29, 84), +18÷–18 (МПа) (т. 30) и 9÷–9 (МПа) (тт. 9, 10) и на болтах крепления –15÷–15 (МПа).

6. При выполнении операций поворотов в движении на максимально допустимой скорости с учетом безопасности движения наиболее нагруженными были точки: на раме – 38 ÷ –64 (МПа) (т. 07) и 22 ÷ –39 (МПа) (т. 72), на обечайке – 20÷ –27 (МПа) (т. 10) и 27÷ –27 (МПа) (т.30), а напряжения на крепежных болтах были при этом: 35÷ –40 (МПа) (болт правый) и 37÷ –38 (МПа) (болт левый).

Таблица 3

Отработка режимов виброн нагружений по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны

Частота, Гц	Напряжения, МПа	Примечание
6,0...8,0	3,5...–3,5	груженная цистерна
23,0	2,7...–2,7	включен один вибратор
36,0	6,0...–6,0	включен один вибратор
47,0	9,5...–9,5	включен один вибратор
20,0... 47,0	11,0...–11,0	автоматическая прокачка частот
6,0...8,0	3,5...–3,5	включены два вибратора
24,0	3,9...–3,9	включены два вибратора
37,0	4,4...–4,4	включены два вибратора
20,0... 49,0	10,0...–10,0	автоматическая прокачка частот

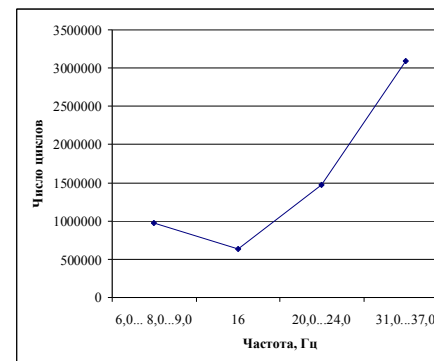


Рис. 36. Результаты виброиспытаний АТЗ №3

вой дороге (V категории), достигали на раме величин 42÷ –42 (МПа) (т. 67) и на обечайке цистерны 27÷ –27 (МПа) и 35÷ –35 (МПа) (тт. 30, 10); болты при этом испытывали „динамику” 25÷ –25 (МПа) (правый) и 32÷ –32 МПа (левый).

9. При резких торможениях со скорости 50...60 км/ч напряжения на обечайке были 21÷–21 (МПа) и 32÷–45 (МПа) (т.т.29, 30), на раме 33 ÷ –44 (МПа) и 56 ÷ –28 (МПа) (тт.72, 67), на болтах 30 ÷ –90 (МПа) (правом) и 37 ÷ –60 (МПа) (левом).

10. Суммирование статических напряжений с динамическими не выявили превышения уровня допускаемых напряжений; при этом в более нагруженных точках обечайки суммарные напряжения достигали величин 84 МПа и 119 МПа (тт. 29, 30), на раме (т. 67) +58÷–67 (МПа) и (т. 72) 45÷–47 (МПа), на болтах 297 МПа (левом) и 195 МПа (правом).

11. Результаты виброиспытаний АТЗ №3 представлены на рис. 36. Местом установки двух вибраторов была выбрана шкворневая плита, при этом ось вращения была параллельна оси "X" – продольной оси цистерны.

12. Для контроля за уровнем напряжений были установлены тензорезисторы в зонах установки датчиков на АТЗ №1 – №№ 9, 10 (на обечайке шкворневой плиты) и №№ 29, 30 (на обечайке вблизи приварки гидроопор).

13. Отработка режимов виброн нагружений (выбор частот вибрации) по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны представлена в табл. 3. Время нагружения АТЗ и количество наработанных циклов на различных частотах приведены в табл. 4. Замеченные повреждения и дефекты при виброиспытаниях представлены ниже в табл. 5, 6.

14. После доработки было принято решение виброиспытания завершить, при этом наработанное число циклов соответствовало пробегу АТЗ на расстояние 12 тыс. км.

Результаты экспериментальных исследований напряженного состояния автоцистерны топливозаправщика АТЗ-22 дают основание сделать следующие выводы.

Таблица 4

Наибольшие напряжения от внутреннего избыточного давления в цистерне, МПа

	Зона	Точки	Δp , МПа		Зона	Точки	Δp , МПа	
			0,025	0,05			0,025	0,05
1	переднее днище	5, 6	-86	-160	13	вид В, обечайка котла	175, 176	20 32
2	сечение I-I	26, 27	-41	-45	14	вид В, заднее днище	196, 197', 197	52 128
3	сечение I'-I'	41, 42	-42	-40				
4	сечение I'-I'	29, 30	-27	-45				
5	сечение II-II	020	-40	-85	15	вид В, заднее днище	198, 199', 199	70 98
6	сечение III-III	029	26	40				
7	сечение III'-III'	037	63	90	16	вид Д, зона	216, 217	46 56
8	сечение IV-IV	050	82	-144	17	сочленения	212, 213	44 56
9	сечение V-V	051	68	118	18	вид Е,	228, 229	10 59
10	сечение VI-VI	167, 168	20	-31	19	передняя опора	238, 239	-41 -49
11	вид А, Ж, люк, патрубки	117, 118	18	36	20	вид Г, зона гидроопор	258, 259	75 116
12	вид Б, нижний люк	147, 148	81	120	21	вид Г, задняя опора котла	270, 271	-45 -75

1. Уровень напряжений, зарегистрированных при проведении прочностных и динамических испытаний, не превышает допустимых, что свидетельствует о правильности выбора конструктивных решений АТЗ-22.

2. Характер распределения во времени динамических напряжений, полученных при численном моделировании НДС элементов топливозаправщика АТЗ-22, а также их величины соответствуют напряжениям, полученным при экспериментальных испытаниях автотопливаправщика.

Закключение. Полученные в ходе базовых расчетно-экспериментальных исследований результаты дают основание сделать следующие выводы.

1. Предложенная методология расчетно-экспериментального обоснования проектно-технологических параметров машин специального назначения на основе построения полигибридных расчетных моделей продемонстрировала высокую степень эффективности. При этом достигается более высокая, по сравнению с традиционными подходами, точность расчетов и оперативность их проведения. Так,

для топливозаправщика АТЗ-22 погрешность расчетной модели по уровню максимальных напряжений не превышает 12-15%, а сроки и стоимость проектных исследований снижены вдвое.

Таблица 6

Дефекты при вибротестированиях

№ п.п.	Неисправности и дефекты	К-во циклов
1.	Открылся замок ящика (левая сторона, второе отделение)	857200
2.	Открылся замок насосного отделения (по правому борту АТЗ)	965300
3.	Течь по трещине по левому борту (обечайка у шкворневой плиты)	6176000
4.	Трещина по сварному шву по правому борту (обечайка)	6176000

ны отличается. Так, для АТЗ-22 влияние веса топлива в цистерне и динамики движения по различному дорожному покрытию ниже, чем для АТЗ-40. Это объясняется меньшими габаритами цистерны. При этом нельзя выделить доминирующий фактор, определяющий, в основном, прочность и жесткость, а, значит, и могущий быть положенным в основу обоснования проектно-технологических параметров серии данных машин.

3. По уровню напряжений и АТЗ-40, и АТЗ-22 удовлетворяют предъявленным требованиям по прочности для машин данного класса. При этом отсутствуют зоны с резкими всплесками напряжений. Это, с одной стороны, подтверждает достоверность расчетов на основе построенных полигибридных моделей, а, с другой, – свидетельствует о рациональном использовании материала.

Таким образом, предложенная методология дает на выходе достаточно рациональные конструктивно-технологические решения для высокоответственных элементов проектируемых машин.

В дальнейшем планируется сопоставление полученных экспериментальных данных с численными результатами исследования НДС автотопливаправщика, что дополнит базу данных достоверных расчетных моделей конструкций данного типа.

Список литературы: 1. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, Ю.Б. Гусев [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С. 162-176. 2. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием / И.В. Артемов, Е.Н. Барчан, Г.П. Глинин [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №60. – С. 9-29. 3. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.П. Глинин, Е.А. Орлов // Пр. Таврійської держ. агротехн. академії. Наук. фахове видання. – Мелітополь, 2006, Вип.43. – С.20-29. 4. Глинин Г.П. Экспериментальные исследования автотопливаправщика АТЗ-22 / Г.П. Глинин // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №24. – С. 20-38. 5. Чепурной А.Д. Базовые экспериментальные исследования для синтеза гибридных расчетных моделей высокоответственных машин / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2009. – №28. – С.140-162. 6. Общій підхід к обоснованию параметров проектируемых

Таблица 5

Повреждения при вибротестированиях

Частота, Гц	Наработано циклов	Примечание
6,0... 8,0...9,0	972000	порожня цистерна
16,0	633600	
20,0...24,0	1476000	груженая цистерна
31,0...37,0	3094800	
ИТОГО:	6176400	

машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко [и др.] // Механiка та машинобудування. – 2009. – №1. – С.103-109. 7. Карапейчик И.Н. Многоуровневые гибридные расчетно-экспериментальные модели для синтеза параметров элементов специальных транспортных средств / И.Н. Карапейчик, А.Д. Чепурной, Н.А. Ткачук // Механiка та машинобудування. – 2011. – № 1 (подана в печать). 8. 9010.00.000. ТУ Автотопливозаправщик АТЗ-35(40)-6443. 9. ГОСТ 15.001-76. Разработка и постановка продукции на производство. 10. ОСТ 37.001.065-75. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Методы испытаний по определению эффективности тормозных систем. 11. Дайчик М.Л. Методы и средства натурной тензометрии / М.Л. Дайчик, Н.И. Пригоровский, Г.Х. Хуршудов – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 12. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин, П.В. Новицкий, Е. С. Левшина [и др.]. – Л.: Энергия, 1975. – 576 с. 13. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 608 с. 14. Техописание и инструкция по эксплуатации на усилитель тензометрический ТУП-12. 16. Техописание и инструкция по эксплуатации на осциллограф магнитоэлектрический К-20-22. 17. Логиков В.П. Электрические измерения механических величин. – М.: Энергия, 1970. 18. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е.П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

Поступила в редакцию 30.09.10

УДК 691.924

В. И. ЛЯШЕНКО, инж.-конструктор, ЧАО «АЭС», Мариуполь

О КИНЕМАТИКЕ МАШИНЫ С ПРИВОДОМ МАЯТНИКОВОГО ТИПА И МЕТОДИКЕ ЕГО РАСЧЕТА

Зроблений кінематичний аналіз приводу даної машини. Встановлено, що запропонований привід не має надлишкових зв'язків. Представлена методика розрахунку віброприводів.

Проведен кінематичний аналіз машини з приводом маятникового типу. Установлено, що пропозований привід не має надлишкових зв'язків. Представлена методика розрахунку віброприводів.

The kinematics analysis of drive of the examined machine is produced. It is set that the offered drive does not have surplus connections. The method of calculation of vibrodrives is presented.

Введение. При разработке кинематических схем учитывается рациональность статически определимой схемы механизма, то есть отсутствие в конструкции избыточных связей [1, 2].

Такая схема позволяет существенно расширить допуски на размеры сопрягаемых деталей механизма, уменьшая тем самым себестоимость его изготовления, а также существенно увеличивая нагрузочные характеристики и повышая КПД [3-5].

Кинематика представленного вибропривода следующая (рис. 1): от электродвигателя 1 через муфту вращение передается на ведущий вал 2, соединенный жесткой кинематической связью посредством зубчатого зацепления

колес с ведомым валом 5. На указанных валах расположены дебалансы 3 и 4. Данный привод при помощи подшипников установлен в рабочем контейнере, расположенном на пружинах, которые взаимосвязаны со стойками.

Расчет числа избыточных связей производим по формуле А.П. Малышева [6]:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1.$$

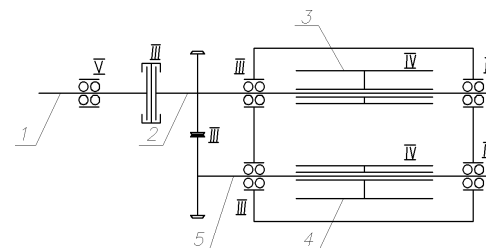


Рис. 1. Кинематическая схема привода:

1 – вал ЭД; 2 – ведущий вал;
3, 4 – дебалансы; 5 – ведомый вал

Здесь q – число избыточных связей; W – подвижность механизма; n – число подвижных звеньев; $p_5 \dots p_1$ – число кинематических пар 5 ... 1 классов соответственно.

Данный привод имеет 5 подвижных звеньев [7]: 1 – вал двигателя, 2 – ведущий вал, 3, 4 – дебалансы, 5 – ведомый вал и 9 кинематических пар. Класс кинематической пары определяется

числом связей, накладываемых на относительное движение звеньев.

Исходя из вышесказанного, принимаем пары следующих классов [2]: подшипники качения, 5-го класса – 1-го и 3-го класса – 4; муфта – 3-го класса; дебалансы – 4-го класса.

Число избыточных связей рассматриваемого привода $q = 0$.

Конструктивная схема привода маятникового типа. Привод содержит

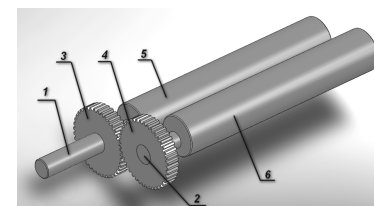


Рис. 2. Конструктивная схема привода маятникового типа:
1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал;
3, 4 – зубчатые колеса; 5 – дебаланс ведущего вала; 6 – дебаланс ведомого вала

(рис. 2) ведущий вал 1, на котором смонтировано посредством шпоночного соединения зубчатое колесо 3. Также на ведущем валу смонтирован дебаланс 5. В приводе содержится ведомый вал 2, на котором также смонтировано зубчатое колесо 4 и дебаланс 6. Вращение с ведущего вала на ведомый передается посредством зубчатого зацепления колес 3 и 4.

Работа привода осуществляется следующим образом. При вращении ведомого вала 1 начинаются свободные колебания благодаря установке на ведомом валу дебаланса 5. Для их уравнивания и создания тем самым заданного режима работы машины предусмотрен дебаланс 6, установленный на ведомом валу 2. Вращение с ведущего вала на ведомый передается посредством зубчатого зацепления цилиндрических зубчатых колес 3 и 4, установленных на ведущем и ведомом валах соответственно. Таким образом, совместное враще-

ние ведомого и ведущего валов создает направленную вибрацию.

Двухопорное крепление ведущего и ведомого валов на подшипниках позволяет рассматривать их как балку (рис. 2, 3), нагруженную распределенной нагрузкой [8-10]. Такое крепление позволяет распределить нагрузку на две опоры, тем самым улучшить напряженное состояние валов, повышая тем самым их надежность и долговечность [11].

Таким образом, далее необходимо более детально рассмотреть расчетную схему (см. рис. 3) нагружения ведущего и ведомого валов в процессе работы машины с целью построения эпюр сил и моментов. Очевидно равенство опорных реакций:

$$R_1 = R_2 = \frac{ql}{2}.$$

Для искомого сечения (см. рис. 2, 3) выражения для внутренних усилий приобретают вид:

$$\sum P_{iy} = Q - R_1 + ql_c = 0;$$

$$Q = R_1 - ql_c, \quad 0 \leq l_c \leq l;$$

$$Q(0) = R_1; \quad Q(l) = R_1 - ql = ql/2 - ql = -ql/2;$$

$$\sum M_z = M - R_1 l_c + ql_c(l_c/2);$$

$$M = R_1 l_c - \frac{q(l_c)^2}{2};$$

$$M(0) = R_1; \quad M(l) = R_1 l - q \frac{l^2}{2} = 0.$$

Опасным местом у валов будет центральное сечение при $l_c = \frac{l}{2}$. Действительно, исходя из свойства функции и производной при $\frac{dM}{dx} = 0$, внутренний изгибающий момент достигает экстремума.

Для нахождения исходной координаты в общем случае приравняем выражение поперечной силы к нулю. В итоге получим:

$$Q = \frac{dM}{dx} = R_1 - qx_0 = 0; \quad x_0 = \frac{R_1}{q} = \frac{l}{2}.$$

Подставим выражение x_0 в выражение изгибающего момента:

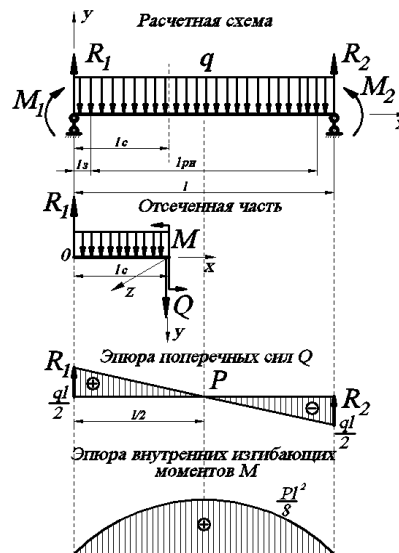


Рис. 3. Схема нагружения ведущего и ведомого валов в приводе маятникового типа во время работы

$$M\left(\frac{l}{2}\right) = R_1 \frac{l}{2} - q \frac{\left(\frac{l}{2}\right)^2}{2} = \frac{ql}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{ql^8}{8} = \frac{ql^2}{2}.$$

$$\text{Таким образом, имеем: } M_{\max} = \frac{ql^8}{8}.$$

Следует отметить, что полученные результаты свидетельствуют о том, что при работе привода маятникового типа ведущий и ведомый вал уравновешены с дебалансами в подшипниковых опорах.

Методика расчета привода маятникового типа. Представленная методика расчета разработана на основе опыта проектирования виброприводов, непосредственно для рассматриваемого двухвального привода маятникового типа [11] имеет следующий вид.

Расчет производится в следующем порядке.

1. Выбор конструктивной схемы привода: из рассматриваемых схем выбирается наиболее подходящая под функциональное назначение механизма.

2. Выбор амплитуды колебаний привода. Это делается с целью унификации элементов привода и с учетом функциональной целесообразности рекомендуется порядка $A = 2 - 3$ мм [11].

3. Выбор номинального момента на ведущем валу. С целью силовой уравновешенности привода маятникового типа в процессе работы момент нагружения следует принимать из стандартного ряда чисел [12].

4. Выбор материалов основных деталей. Поскольку основное внимание в данном пункте следует уделить зубчатым колесам, то рекомендуется воспользоваться [13, 14].

5. Определение основных размеров рассматриваемого двухвального привода маятникового типа. К таковым относятся:

1) *расчет параметров зацепления цилиндрических зубчатых колес, установленных на ведущем и ведомом валах.* Поскольку зубчатые колеса изготовлены из капролона, приведем основные параметры данного материала [15, 16]:

– допускаемое нормальное контактное напряжение $\sigma_{-1} \approx 0.31\sigma_B$;

– допускаемое напряжение изгиба $\sigma_H = 1.2 \frac{\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma}$ (где k_σ – действительный

коэффициент концентрации напряжений у корня зуба (2.0 – 2.5); $[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности (2.2 – 2.8);

– межцентровое расстояние зубчатой передачи;

– модуль зацепления;

– числа зубьев колес;

– ширина зубчатых колес;

- сравнение прочности на изгиб зубьев колес;
- размеры цилиндрических зубчатых колес.

В рассматриваемом приводе смазывание зубчатых колес не требуется из-за специфики материала колес. Дальнейший расчет должен производиться на основе эскизной конструкции рассматриваемого привода.

2) расчет параметров ведущего и ведомого валов:

- расчет геометрии валов хорошо изложен в [14], поэтому в нашем случае отдельное рассмотрение не требуется;
- расчет на прочность ведущего и ведомого валов;
- расчет подшипников валов;
- подбор и проверка шпонок.

3) расчет параметров дебалансов. Из-за специфики рассматриваемого привода маятникового типа, расчет эксцентриситета центрального отверстия производится по зависимости

$$e = \frac{m_k \cdot A}{2m_0},$$

где m_k – масса колеблющихся частей; A – амплитуда колебаний; m_0 – масса дебалансов.

6. Расчет суммарной интенсивности распределенной нагрузки (до настоящего времени данный расчет для виброприводов не выполнялся и поэтому нуждается в рассмотрении).

7. Определение моментов и сил, действующих в рассматриваемом приводе маятникового типа в процессе работы.

8. Динамический расчет двухвального привода маятникового типа. Данный расчет выполняется на основе построения схем с последующим составлением и решением систем уравнений, описывающих динамику рассматриваемого привода. Также производится построение скелетных и резонансных кривых для выявления резонансных режимов работы привода.

9. Конструктивное описание возможного места работы привода.

Выводы. Произведен кинематический анализ предлагаемого двухвального привода маятникового типа. Установлено, что предлагаемый привод не имеет избыточных связей. Это дает основания полагать, что предлагаемый привод имеет высокую надежность, работоспособность и ремонтпригодность.

Представлена методика расчета виброприводов. Использование представленной методики позволит существенно упростить проектирование виброприводов в дальнейшем.

Список литературы: 1. *Заблоский К.И.* Основы проектирования машин. – К.: Вища школа, 1980. – 310 с. 2. *Решетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с. 3. *Добровольский В.В.* Теория механизмов. – М.: Машиностроение, 1951. – 465 с. 4. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с. 5. *Орлов П.И.* Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1977. – 1554 с. 6. *Решетов Д.Н.* Работоспособность и надежность деталей машин – М.: Высшая школа, 1974. – 206 с. 7. *Ляшенко В.И.* Кинематический анализ двухвального

привода маятникового типа // Защита металлургических машин от поломок: Сб. научн. тр. – Вып. 11.– Мариуполь, 2009. – С. 60 – 61. 8. *Макаров Е.Г.* Сопротивление материалов на базе MathCAD. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2004. – 512 с. 9. *Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.* Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с. 10. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1964. – 478 с. 11. *Сергиев А.П., Барсуков В.А.* Некоторые условия оптимизации оборудования для обработки свободными абразивами // Передовой опыт.– 1987.– N 2–3.– С.40–44. 12. *Справочные таблицы по деталям машин / В.З. Васильев, А.А. Кохтев, В.С. Цацкин и др. – М.: Машиностроение, 1966. – 395 с.* 13. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора–машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1979. – 1844 с. 14. *Детали машин: расчет и конструирование/ Ачеркан Н.С. – М.: Машиностроение, 1968. – 1319 с.* 15. *Добровольский В.А.* Расчет деталей машин. – К.: Вища школа, 1961. – 390 с. 16. *Сторожев В.П.* Механические передачи. – К.: Алерта, 2005. – 767 с.

Поступила в редколлегию 27.04.2011

УДК 539.3

Н.Б. НЕГРОБОВА, ст. гр. ТМ-85Б, НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОНТАКТИРУЮЩИХ ТЕЛ КОНЕЧНЫХ РАЗМЕРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ

Поставлена та розв'язана задача про вплив радіусів кривизни і величини притискаючої сили на розподіл контактних тисків та розміри контактної площадки в сполученні тіл скінченних розмірів. Отримані результати порівнюються з результатами, які дає модель Герца.

Поставлена и решена задача о влиянии радиусов кривизны и величины прижимающей силы на распределение контактных давлений и размеры контактной площадки в сопряжении тел конечных размеров. Полученные результаты сравниваются с результатами, которые дает модель Герца.

Formulated and solved the problem of the effect of the radii of curvature and the magnitude of down force on the distribution of contact pressure and contact area sizes in the conjugation of bodies of finite dimensions. The results are compared with results which gives a model of Hertz.

Введение. Во многих узлах машиностроительных конструкций применяются соединения деталей с первоначально точечным контактом. Это – подшипники, зубчатые зацепления, муфты, подвижные опоры и т.д. Преимуществом такого вида контактных пар является меньшая чувствительность к погрешностям базирования контактирующих тел, а также к деформациям остальной, удаленной от зоны контактирования, части тел. Часто для оценки контактных давлений при этом традиционно применяются соотношения Герца [1, 2]. Однако при малых отличиях радиусов кривизны соприкасающихся тел пятно контакта быстро прогрессирует, и вследствие конечности размеров деталей размеры этого пятна становятся соизмеримыми с размерами самих тел. Тем самым неприменимыми становятся гипотезы, используемые в модели Герца или в других упрощенных моделях [3].

В то же время вполне естественным является желание получить если не аналитические, то хотя бы приближенные графические зависимости для оценки контактных давлений в сопряжении деталей машиностроительных конструкций, а также провести анализ влияния отдельных факторов на тенденцию их изменения. В публикации [4] данная задача ставится в общем виде.

Целью данной работы является получение конкретных зависимостей для определения контактных давлений в сопряжении тел с первоначально точечным контактом при изменении радиусов кривизны и величины прижимающей силы.

Методика исследований. Расчетная схема модельной задачи представлена на рис. 1. Размеры тел: $a = 0.015$ м, $b = 0.025$ м, $c = 0.01$ м. Радиус кривизны в одной из плоскостей (фиксирован): 11 000 м. Величина прижимающей силы: 100 Н. Свойства материала: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$. Тела – гладкие. Напряженно-деформированное состояние симметрично относительно вертикальных плоскостей. В связи с этим рассматривается 1/4 конструкции с заданием соответствующих условий симметрии.

Дискретизация задачи осуществляется по методу конечных элементов (МКЭ) в среде ANSYS Workbench. Варьируемыми являются радиус кривизны в одной из плоскостей, изменяемый в диапазоне $100 \div 20\,000$ м, и величина усилия прижатия в диапазоне $0.1 \div 3.5$ кН.

Результаты расчетов. Исследование проводилось в три этапа.

На первом этапе численное решение по методу конечных элементов сравнивалось с решением задачи Герца. Использовались конечно-элементные модели (КЭМ) с разным количеством конечных элементов.

Усилия прижатия и размеры тел принимались такими, чтобы полуоси пятен контакта не превышали 1/20 габаритов контактирующих тел.

На рис. 2 представлены зависимости длин полуосей пятен контакта, а на рис. 3 – зависимости максимальных контактных давлений от количества узлов КЭМ. При этом сами распределения контактных давлений соот-

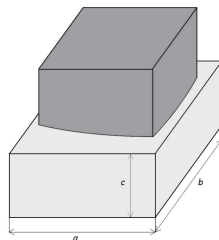


Рис. 1. Расчетная схема модельной задачи (1/4 конструкции)

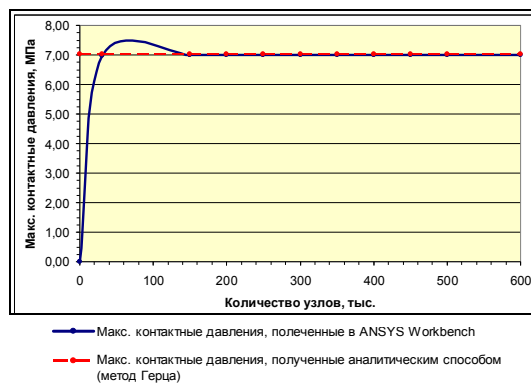


Рис. 2. Зависимость длин полуосей пятен контакта от количества узлов

ветствуют по характеру герцевским распределениям. Таким образом, можно сделать вывод, что уже при размере конечного элемента 1/8 ширины пятна контакта отличие численных результатов по МКЭ от аналитических герцевских не превышает 0.4 %. Это дает возможность использовать данные КЭМ для последующих решений модельных задач.

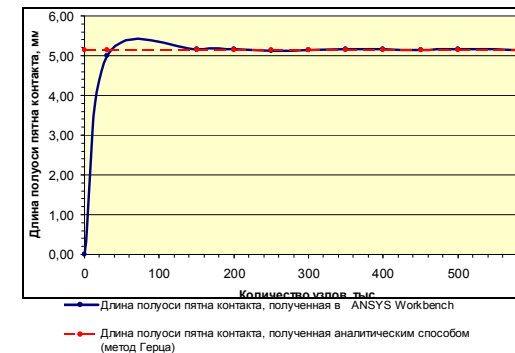


Рис. 3. Зависимость максимальных контактных давлений от количества узлов

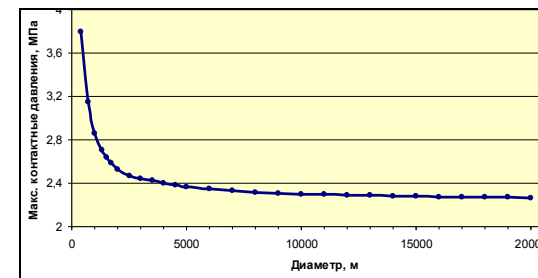


Рис. 4. Зависимость максимальных контактных давлений от изменения радиуса кривизны

енной конечно-элементной модели определялись картины контактных давлений при изменении прижимающего усилия. На рис. 6 показаны зависимости максимальных контактных давлений от изменения прижимающей силы, на рис. 7 – распределения контактных зон и контактных давлений. Видно, что величина усилия также оказывает сильное влияние на вид пятен контакта и распределение контактных давлений, приближая их с ростом силы к габаритам детали в плане и к более однородному распределению давлений по области контакта.

Заключение. Проведенные и описанные в статье результаты численных исследований дают основание для следующих выводов.

1. Ни модель Герца, ни другие упрощенные модели не дают реальной картины контактных давлений и площадок контакта для случая первоначально точечного контакта тел конечных размеров с малыми отличиями радиусов

На втором этапе с использованием построенной КЭМ определялись картины контактных давлений при изменении радиуса кривизны. На рис. 4 показаны зависимости максимальных контактных давлений от изменения радиуса кривизны, а на рис. 5 – распределения контактных зон и контактных давлений.

Видно, что с ростом радиуса кривизны пятно контакта резко возрастает, выходя на границы контактирующих тел. При этом распределения контактных давлений становятся существенно отличными от герцевских, стремясь к более равномерному по большей части пятну.

На третьем этапе с использованием построенной конечно-элементной модели определялись картины контактных давлений при изменении прижимающего усилия. На рис. 6 показаны зависимости максимальных контактных давлений от изменения прижимающей силы, на рис. 7 – распределения контактных зон и контактных давлений. Видно, что величина усилия также оказывает сильное влияние на вид пятен контакта и распределение контактных давлений, приближая их с ростом силы к габаритам детали в плане и к более однородному распределению давлений по области контакта.

кривизны сопряженных поверхностей.

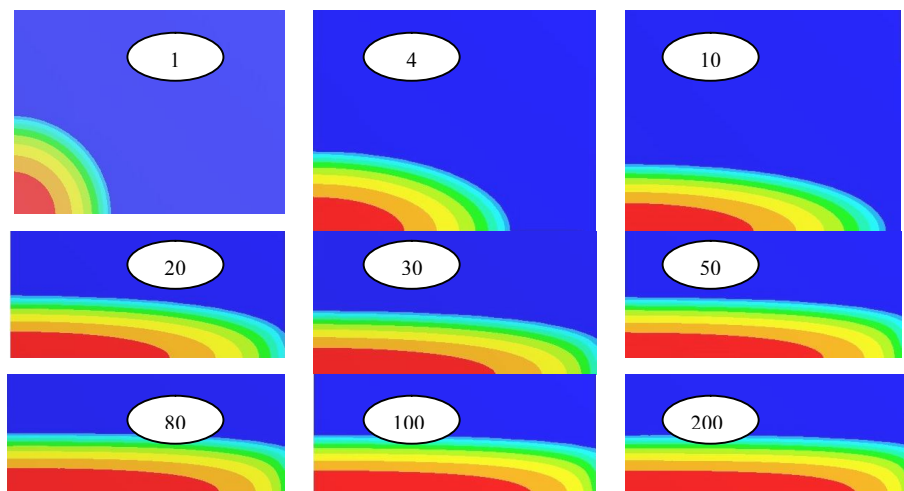


Рис. 5. Распределения контактных зон и контактных давлений при изменении отношения большего радиуса кривизны поверхности контактирующего тела к меньшему

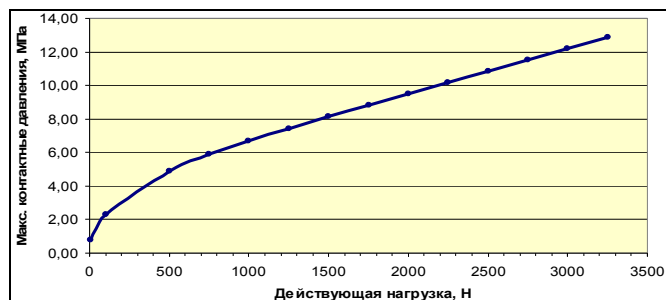


Рис. 6. Зависимость максимальных контактных давлений от изменения прижимающей силы

2. На модельных задачах проиллюстрировано, что увеличение радиуса кривизны и прижимающего усилия приводит к резкому росту контактных пятен вплоть до заполнения ими сопряженных участков поверхностей контактирующих тел.

3. Распределения контактных давлений с ростом радиуса кривизны и прижимающей силы после выхода периферии пятна на границы тел становятся более равномерными по большей части площадки контакта.

Предложенный в статье подход будет использован в дальнейшем для исследования контактного взаимодействия при варьировании размеров и формы контактирующих тел, а также величины прижимающей силы.

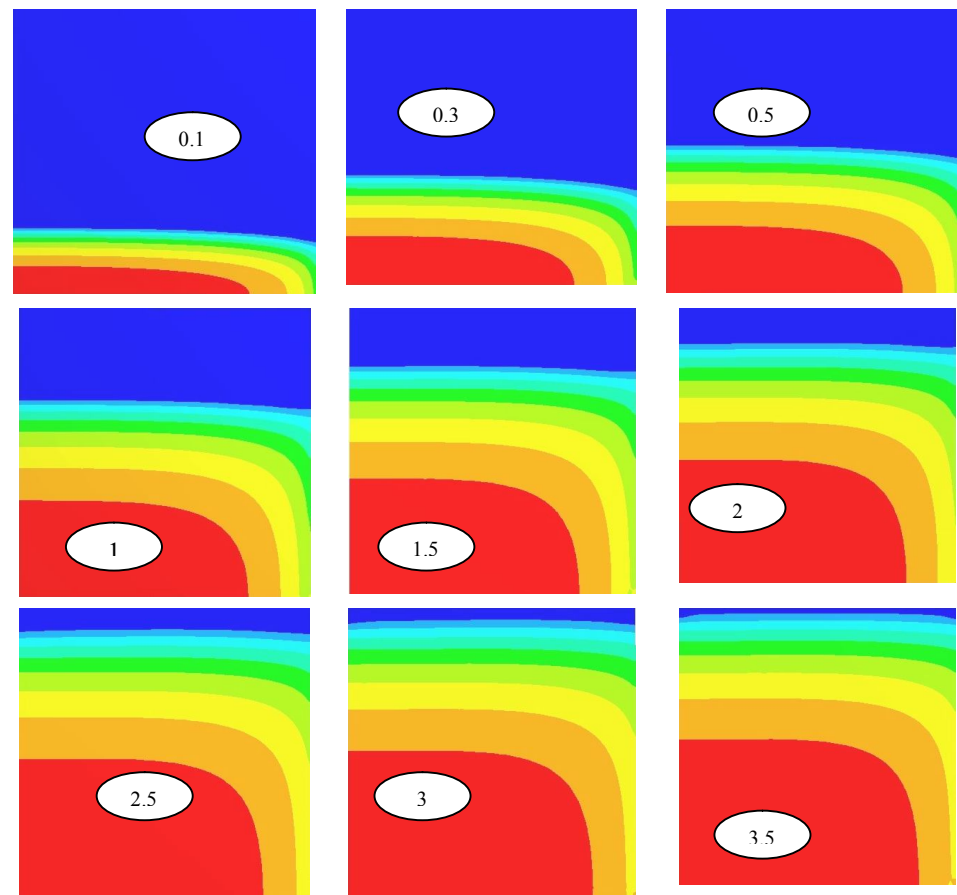


Рис. 7. Распределения контактных зон и контактных давлений при варьировании прижимающей силы, кН

Список литературы: 1. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper. Math.. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 2. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 3. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. – Николаев: Атолл, 2011. – 774с. 4. *Негробова Н.Б.* Контактна взаємодія деталей машин з витягнутими контактними областями / Н.Б. Негробова, М.А. Ткачук, М.М. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Проблеми механічного привода. – 2011. – № 29. – С. 129-134.

Поступила в редколлегию 16.02.11

М.М. ПЕКЛИЧ, гл. конструктор НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь,
А.Н. ТКАЧУК, аспирант каф. ДПМ НТУ „ХПИ”, Харьков;
М.М. ПЕКЛИЧ, зам. гл. конструктора НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА КОНВЕРТОРА НА МОДЕЛИ ИЗ НИЗКОМОДУЛЬНОГО МАТЕРИАЛА

У статті описані методика та результати експериментального дослідження напружено-деформованого стану макету конвертора. Макет виготовлено з низькомодульного матеріалу. Визначено вплив конструктивних схем на напружений стан корпусу конвертора.

В статье описаны методика и результаты экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния макета конвертора. Макет изготовлен из низкомодульного материала. Определено влияние конструктивных схем на напряженное состояние корпуса конвертора.

The article describes the methodology and results of experimental investigation of stress-strain converter model. The model is manufactured from low-modulus material. The influence of constructive scheme on stress-strain state converter frame is determined.

Введение. Большое количество машиностроительных конструкций подвергаются в процессе выполнения штатных технологических операций совместному воздействию тепловых и механических нагрузок. При этом элементы данных конструкций часто находятся в условиях термомеханического контакта друг с другом. Численное моделирование таких процессов и состояний приводит к решению сложных задач анализа их термоупругого состояния (ТУС) с учетом связанного термомеханического контакта. Кроме сложного описания математической модели, дополнительные трудности обусловлены еще и условиями механического контактного взаимодействия, а также условиями распространения тепловых потоков и теплопередачей в местах сопряжения контактирующих тел. В данном случае речь идет о физико-механических характеристиках, фигурирующих в соотношениях, которые описывают термоупругое состояние внутри областей, занимаемых телами, и на их границах. Также не всегда априорно известны сами эти соотношения. Таким образом, необходимо проводить комплекс экспериментальных исследований, результаты которых дают возможность идентифицировать и типы искомых соотношений, и значения входящих в эти соотношения физико-механических характеристик.

Учитывая, что речь идет о многофакторных исследованиях, целесообразно разделить эту задачу на отдельные подзадачи и провести анализ влияния отдельных факторов на состояние машиностроительной конструкции. В частности, выделяются подзадачи анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) при

чисто механическом контакте, термоупругое состояние при действии стационарных и нестационарных тепловых потоков, а также нестационарное ТУС с учетом связанного термомеханического контакта.

В данной работе решается первая из вышеперечисленных задач. В качестве объекта выбран конвертор, представляемый для удобства в виде макета из низкомодульного материала. В процессе исследований определено напряженно-деформированное состояние элементов модели корпуса конвертера и характер распределения напряжений при варьировании их конструктивных параметров.

Цель исследований. Цель данной работы заключалась в установлении эффективности конструктивного исполнения двух вариантов (А и Б) кронштейнов и ребер жесткости в зоне крепления систем подвески корпуса к опорному кольцу конвертера по напряженно-деформированному состоянию. Модель корпуса конвертера была изготовлена из оргстекла с двумя вариантами конструкции кронштейнов и ребер жесткости (рис. 1 и 2). Основное отличие их заключалось в том, что ребра узла А имеют прерывистую зону охвата нижней части корпуса, а ребра узла Б – сплошную.

Основной задачей проведенных исследований являлось определение напряженно-деформированного состояния кронштейнов, ребер жесткости и корпуса конвертера в зоне крепления систем подвески его к опорному кольцу. По результатам исследований даны оценки напряженного состояния конструктивных исполнений обоих узлов, которые в дальнейшем могут быть использованы для отработки математических и численных моделей при анализе НДС корпусов конверторов с учетом контактного взаимодействия.

Объект исследований. Исследованиям подвергалась модель корпуса конвертера, изготовленная из оргстекла в масштабе 1:25 (см. рис. 1 и 2). При изготовлении модели было использовано органическое стекло марки СО-95 ГОСТ 10667-74, имеющее следующие физико-механические свойства: предел прочности: $\sigma_b = 65$ МПа, предел текучести: $\sigma_T = 30$ МПа; модуль упругости $E = 3,0 \cdot 10^9$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0,35$. Модель корпуса конвертера изготовлена по методу геометрического подобия [1-5]. Модуль геометрического подобия модели определялся формулой [5]:

$$\alpha = l_n / l_m = 25. \quad (1)$$

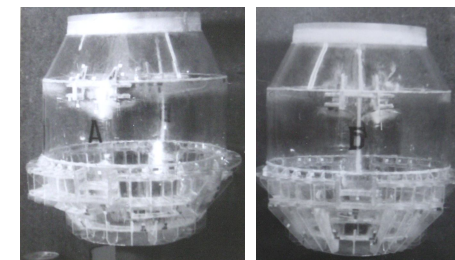


Рис. 1. Общий вид модели корпуса конвертера, кронштейнов и ребер жесткости в зоне крепления систем подвески корпуса к опорному кольцу (вариант А)

Рис. 2. Общий вид модели корпуса конвертера, кронштейнов и ребер жесткости в зоне крепления систем подвески корпуса к опорному кольцу (вариант Б)

Здесь l_n , l_m – габаритные размеры конвертера и модели соответственно.

Модуль геометрического подобия выбран с учетом сложности изготовления исследуемых элементов, условий поставленной задачи и наличия материала.

Модуль силового подобия модели

$$\beta = P_n / P_m, \quad (2)$$

где P_n – величина суммарной нагрузки (Н), приходящаяся на корпус конвертера от веса футеровки и садки, а P_m – величина испытательной нагрузки (Н), выбран из условия создания в элементах модели определенного уровня НДС [1-5], соответствующего требованиям подобия – создание в модели деформаций, достаточных для измерений и находящихся в пределах упругих деформаций [1]

$$\beta = C_E \cdot \alpha^2. \quad (3)$$

Здесь $C_E = E_{\text{стали}} / E_{\text{оргстекла}}$ – модуль подобия упругости, а α – модуль геометрического подобия. Отсюда $C_E = 70$, а $\beta = 43750$.

При исследовании модели использовались две схемы нагружения: четырехточечное опирание модели на опоры 1,2,3,4 и двухточечное опирание модели – опоры 1-3 и 2-4. Вес испытательной нагрузки составил: для четырехточечного опирания модели $P_{m_4} = P_n / \beta = 430$ Н, а для двухточечного опирания модели: $P_{m_2} = P_n / 2\beta = 215$ Н.

Величины испытательных нагрузок модели P_{m_4} и P_{m_2} , полученные расчетным путем, не создают в модели достаточных для измерения деформаций, поэтому их величины были скорректированы экспериментальным путем. В этом случае испытательные нагрузки составили: $P_{m_4} = 1$ кН; $P_{m_2} = 600$ Н.

Методика исследований. Исследование модели корпуса конвертера проводилось в два этапа. Исследования по первому этапу предусматривали определение общего уровня напряженного состояния исследуемых узлов.

При этом было установлено 185 тензорезисторов. После предварительных обработок и анализа полученных результатов первого этапа были определены наиболее напряженные элементы и зоны модели, которые были подвержены более детальному исследованию при двухточечном и четырехточечном опирании. На втором этапе количество точек регистрации деформаций при этом составило 87 шт.

Нагружение модели осуществлялось мерными грузами через песчаную подушку. Контроль равномерности распределения по днищу модели испытательной нагрузки производился по величине сжатия пружин на опорах, для чего пружины были предварительно оттарированы и подобраны по жесткости. Измерение деформации производилось методом электротензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ-5 сопротивлением $R = 100$ Ом и базой 5 мм. Схемы установки тензорезисторов представлены на рис. 3-22. Показания тензорезисторов фиксировались тензометрической измерительной системой СИИТ-3 (рис. 23). При проведении исследований мо-

дели с группой рабочих тензорезисторов включался один и тот же компенсационный.

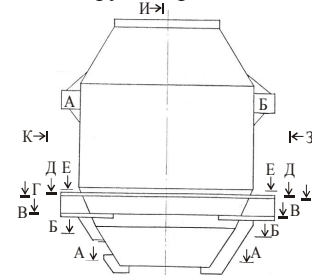


Рис. 3. Исследуемые сечения модели корпуса конвертера

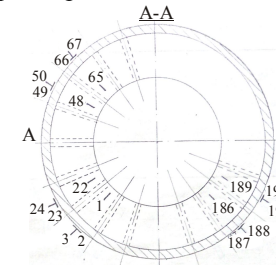


Рис. 4. Схема установки тензорезисторов в сечении А-А

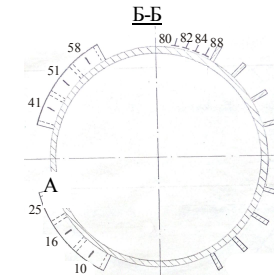


Рис. 5. Схема установки тензорезисторов в сечении Б-Б

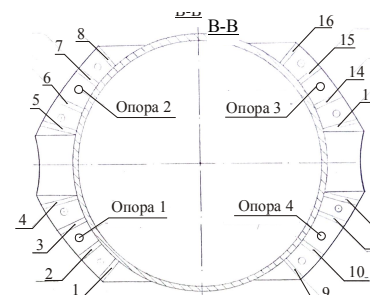


Рис. 6. Нумерация исследуемых ребер, установленных на модели корпуса конвертера

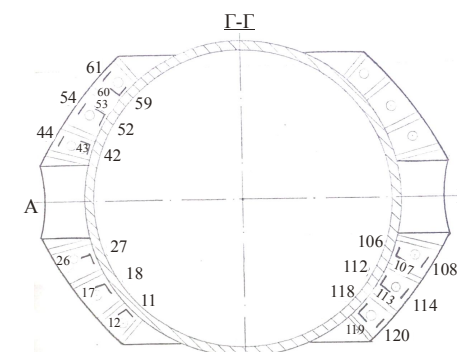


Рис. 7. Схема установки тензорезисторов в сечении Г-Г (нижний пояс)

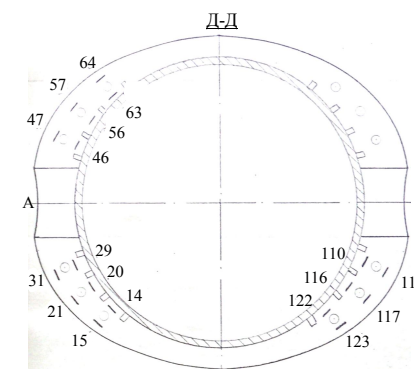


Рис. 8. Схема расположения тензорезисторов на верхнем поясе

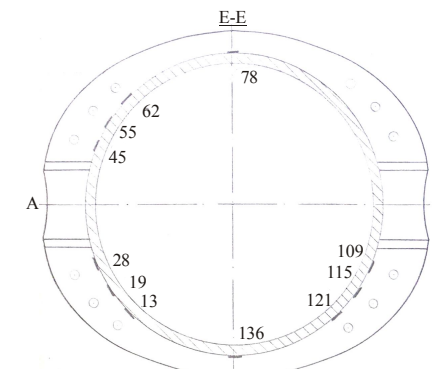
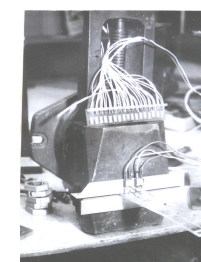
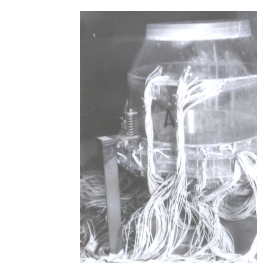
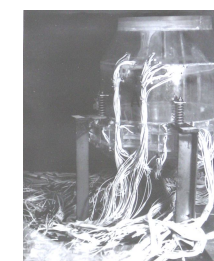
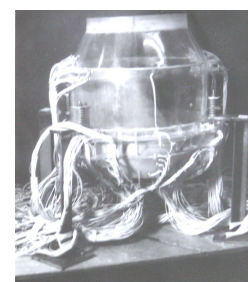
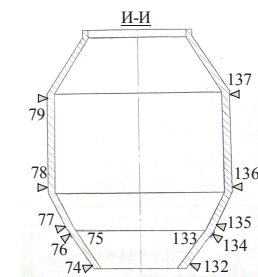
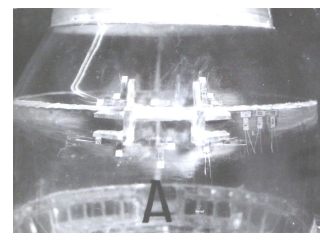
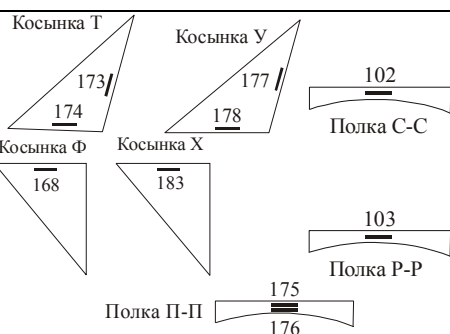
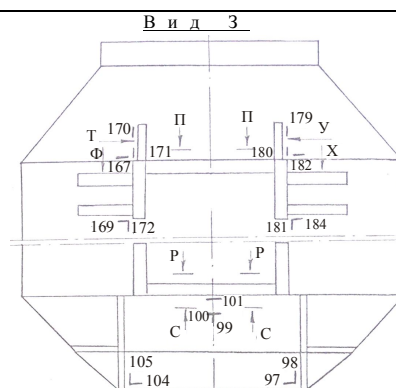
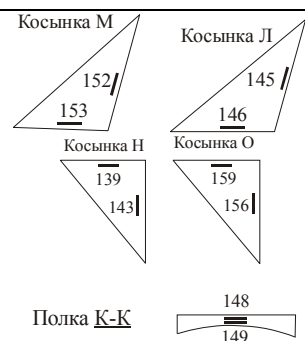
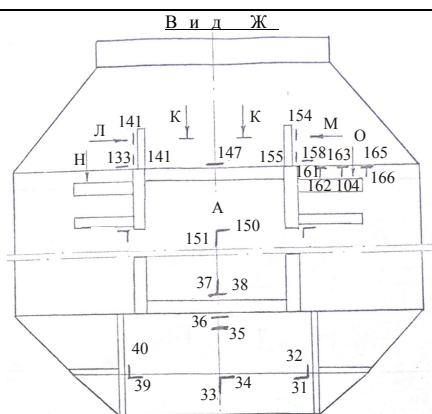
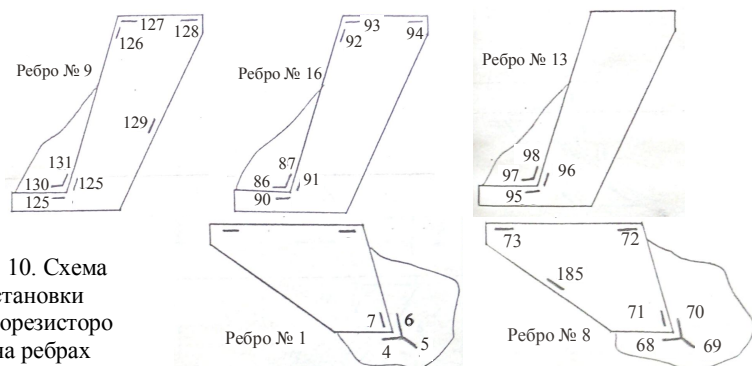


Рис. 9. Схема расположения тензорезисторов в сечении Е-Е



производилась по истечении 15-20 мин. после нагружения модели, с целью получения стабильных значений деформации при нагружении испытательной нагрузкой. Величины напряжений в исследуемых элементах определялись произведением разности абсолютных значений двух показаний прибора (нагруженного и ненагруженного состояний) на цену деления прибора $\sigma = K(N_n - N_0)$, где N_0 , N_n – показание прибора при ненагруженном и нагруженном состояниях модели соответственно; K – цена деления прибора, Н/ед.дел.

Результаты испытаний. Величины максимальных напряжений, полученные при испытаниях модели и в пересчете на натурный образец, приведены в табл. 1-5. Для оценки напряженного состояния кронштейнов и ребер жесткости корпуса конвертера напряжения, полученные на модели, были пересчитаны на натуру по формуле [5]:

$$\sigma_n = (\sigma_m \cdot \beta) / \alpha^2, \quad (4)$$

где σ_n , σ_m – напряжение на натурном образце и на модели соответственно.

В связи с тем, что испытательная нагрузка модели P_{m4} превысила расчетную в 2,3 раза при четырехточечном опирании и в 2,8 раза – при двухточечном, при определении напряжений в натуре в формулу (4) вводились эти величины, и она приняла следующий вид:

$$\text{– для четырехточечного опирания –} \quad \sigma_n = 30,4 \sigma_m; \quad (5)$$

$$\text{– для двухточечного опирания –} \quad \sigma_n = 25 \sigma_m. \quad (6)$$

Максимальные значения напряжений (МПа), полученные при испытании модели конвертора (I этап)

№№ точек										
26	41	44	52	53	61	113	114	120	141	167
4-х точечное опирание модели при нагрузке $P = 1 \text{ кН}$										
-2,9	-2,6	-2,5	-3,6	-1,88	-2,4	-1,38	-7,65	-2,06	-2,08	-2,57
В натурном образце при нагрузке $P = 1900 \text{ т}$										
-88,2	-79,4	-76,0	108,9	-57,2	-73,0	-42,0	238,6	-6,2	-63,3	78,2



Рис. 22. Установка тензорезисторов в зоне крепления подвески корпуса к опорному кольцу (вариант Б)



Рис. 23. Измерительная аппаратура

Таблица 1

Анализ результатов исследования. Несмотря на различное конструктивное исполнение узлов крепления, уровень напряженного состояния в исследуемых моделях примерно одинаков. Напряжения в точках 52, 54, 114 имеют максимальные значения и не являются оценочными для зон, в которых они установлены, т. к. они возникли от приложения сосредоточенной нагрузки, которая отсутствует на натурном образце. Численные значения напряжений в обоих узлах не превышают 38 МПа. Напряжения, полученные выше, не учитывают деформаций от собственного веса корпуса конвертера.

Таблица 2

Максимальные значения напряжений (МПа), полученные при испытании модели конвертора (двухточечное опирание модели, опоры 2 в 4, I этап)

№№ точек	44	53	54	61	83	114	120
При нагрузке $P = 600 \text{ Н}$	-2,64	-2,04	14,2	-3,07	-2,1	10,4	-1,88
В натурном образце при нагрузке $P = 950 \text{ т}$	-66	-51	356	-76,8	-52,8	260	-47

Таблица 3

Максимальные значения напряжений (МПа), полученные при испытании модели конвертора (двухточечное опирание модели, опоры 1 в 3, I этап)

При нагрузке $P = 600 \text{ Н}$		В натурном образце при нагрузке $P = 950 \text{ т}$	
Точка № 18	-1,8	Точка № 18	-45,0

Таблица 4

Максимальные значения напряжений (МПа), полученные при испытании модели конвертора (четырёхточечное опирание модели, II этап)

№№ точек	44	53	54	104	113	114
При нагрузке $P = 1 \text{ кН}$	-1,93	-1,52	7,08	1,53	-1,35	5,06
В натурном образце при нагрузке $P = 1900 \text{ т}$	-58,7	-46,2	215,3	46,6	-41,1	153,9

Таблица 5

Максимальные значения напряжений (МПа), полученные при испытании модели конвертора (двухточечное опирание, опоры 2 в 4, II этап)

№№ точек	44	53	54	114
при нагрузке $P = 600 \text{ Н}$	-2,38	-1,98	7,8	6,63
В натурном образце при нагрузке $P = 1900 \text{ т}$	-59,5	-49,5	195,0	155,8

Закключение. На основании анализа результатов, полученных при проведении исследований на модели и пересчитанных на натуру, можно сделать следующее заключение: эффективность конструктивного исполнения опорных узлов А и Б в зоне крепления систем подвески корпуса к опорному кольцу по критерию уровня напряженного состояния примерно одинакова.

Полученные экспериментальным путем распределения напряжений в корпусе конвертора будут в дальнейших исследованиях использованы в ходе отработки математической и численной моделей напряженно-деформированного состояния корпуса конвертора, а также для верификации результатов численных исследований.

Список литературы: 1. Перлин А.А. Исследование прочности судовых конструкций на тензометрических моделях // А.А. Перлин, М.К. Шалкин, Ю.К. Хрящев. – Ленинград: Судостроение, 1967. – 80 с. 2. Гудимов М.М. Органическое стекло // М.М. Гудимов, Б.В. Перов. – М: Химия, 1981. – С. 164-169. 3. Поляков Л.П. Моделирование строительных конструкций // Л.П. Поляков, В.М. Файнбурд. – Київ: Будівельник, 1975. – 159 с. 4. Пригоровский Н.И. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях / Н.И. Пригоровский, А.К. Прейсс. – М.: Изд. АН СССР, 1958. – 272 с. 5. Пригоровский Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений / Н.И. Пригоровский. – М.: Машиностроение, 1982. – 248с.

Поступила в редколлегию 12.05.2011

УДК 539.3

Е.К. ПОСВЯТЕНКО, докт. техн. наук, професор кафедри "Виробництво, ремонт та матеріалознавство" Національного транспортного університету, Київ,
С.С. Д'ЯЧЕНКО, докт. техн. наук, проф. каф. "Технологія машинобудування і ремонту машин" ХНАДУ, Харків,
В.Г. ГОНЧАРОВ, канд. техн. наук, генеральний директор приватної науково-дослідної господарсько-комерційної фірми "ТАВІ", Харків,
М.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, професор, завідувач каф. ТММ і САПР, Харків,
В.М. ШЕРЕМЕТ, аспірант каф. ТММ і САПР, НТУ "ХПІ", Харків,
О.В. КОХАНОВСЬКА, наук. співр. каф. ТММ і САПР, НТУ "ХПІ", Харків,
С.О. КРАВЧЕНКО, канд. техн. наук, ст. наук. співр. каф. "ДВЗ", НТУ "ХПІ", Харків

ЧИСЛОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИСКРЕТНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

У статті описано розв'язання задачі аналізу напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин. Результати цих досліджень можуть бути покладені в основу при визначенні технологічних режимів зміцнення високонавантажених деталей машин.

В статье описано решение задачи анализа напряженно-деформированного состояния дискретно упрочненных деталей машин. Результаты этих исследований могут быть положены в основу при определении технологических режимов упрочнения высоконагруженных деталей машин.

The paper describes solution of the problem of stress-strain state analysis of discretely strengthened machine parts. The results of these studies can be used as the basis for determining of technological regimes for strengthening of high-loaded machine parts.

Вступ. Сучасні машини та споруди працюють в умовах інтенсивних механічних навантажень. Основні елементи машин здійснюють взаємний рух з тертям під дією значних сил. Як приклади – колінчасті вали та поршні двигунів, шпингеля верстатів, осі автомобілів, підшипники, ротори турбін. Спільними властивостями цих елементів машин є дві: вони є основними елементами машин, а після їх виходу із ладу виходить з ладу вся машина або відбува-

ється аварія; довговічність і надійність роботи цих елементів на 80–90 % визначається не "об'ємною" міцністю, а "поверхневою". Крім того, довговічність і надійність виробів залежить від опору втомному руйнуванню.

Для боротьби зі зношуванням застосовують різні способи поверхневого зміцнення: азотування; цементація; наплавлення міцного матеріалу; нанесення покриття. Проте, традиційні способи мають суттєві недоліки [1–6]. *По-перше*, традиційні способи забезпечують підвищення міцності при зменшенні зносостійкості або навпаки. *По-друге*, виникають проблеми при зчепленні поверхневих шарів з основним матеріалом. *По-третє*, різні фізико-механічні характеристики основного матеріалу і покриття призводять до появи тріщин і руйнування під дією температур та сил. *По-четверте*, сам процес нанесення покриттів може призводити до знеміцнення основного матеріалу. Крім того, можуть виникати значні залишкові напруження та деформації. І, нарешті, більшість традиційних процесів є енергозатратними та екологічно шкідливими.

Звідси виникає проблема підвищення ресурсу таких високонавантажених деталей. Для її вирішення у роботах [3, 7–13] була висунута ідея: треба йти не шляхом компромісів, а шляхом синергетики. Потрібно відмовитися від традиційного напрямку при вирішенні проблеми, наприклад, тільки за рахунок підвищення твердості поверхні. При цьому доцільно знайти та обґрунтувати альтернативне рішення, яке радикально підвищить зносостійкість не на 5–10 %, а в кілька разів. За рахунок цього можна збільшити ресурс машин у 1,5–2 рази. Більше того, ставиться задача розробити таку технологію, яка була би придатна і для виготовлення деталі, і для її ремонту.

Така задача є не тільки технологічною, але й науковою. При цьому наукова частина роботи є дуже важливою, оскільки ідея технологічного процесу уже описана [3,14,16,18]. Вона полягає у проведенні не континуального, а дискретного зміцнення. Ідея була перевірена на практиці. Є окремі позитивні результати. Проте потрібно розробити наукове обґрунтування технологічних параметрів обробки поверхонь, оскільки зараз деякі технологічні параметри визначаються для конкретних деталей методом проб та помилок.

Проблема ресурсу є дуже важливою, складною та досі у повному обсязі не вирішеною для більшості машин (наприклад, літаки, судна, електростанції, автомобілі тощо). При цьому виникають схожі задачі: високі навантаження, тертя, збереження міцності серцевини, ресурс. Для визначеності розглянемо типову проблемну ситуацію із забезпечення ресурсу сучасних машин на прикладі тепловозного двигуна.

При виготовленні та ремонті будь-якої машини слід визначити її агрегат, вузол чи деталь, які у першу чергу схильні до відмов у роботі. Практика показала, що, наприклад, для тепловоза такою слабкою ланкою є дизель, а найбільш характерною деталлю останнього з позицій відмов є колінчастий вал. Так, найбільш потужні тепловози, що масово експлуатуються в Україні, Росії та багатьох інших країнах, на даний час оснащені 16-циліндровим дизелем 5Д49 [4]. Колінчастий вал дизеля виготовляють з легованої сталі, а для на-

дання валу необхідної зносостійкості його азотують за класичною технологією у спеціальному аміачному середовищі при температурі понад 500 °С. Основним недоліком цього, в цілому, одного з найефективніших методів хіміко-термічної обробки є тривалість процесу. Так, для зміцнення поверхневого шару корінних та шатунних шийок колінчастого валу двигуна 5Д49 потрібно витратити 70–100 годин. Настільки тривале перебування вала у високотемпературному газовому середовищі призводить до його деформації. Якщо зважити на те, що маса вала сягає 1225 кг при довжині близько 4 м, то зрозумілою стає проблема заключних операцій шліфування, при виконанні яких доводиться видаляти значну частину зносостійкого азотованого шару. Це призводить до того, що нові колінчасті вали, як правило, мають різну товщину зміцненого шару по периметру корінних та шатунних шийок. У результаті цього, згідно з діючими ремонтними технологіями, видаляється первинний азотований шар металу. Однак, оскільки повторне азотування завод-виготовлювач дизелів категорично забороняє, ремонтники, як варіант, застосовують досить грубу технологію гартування поверхневого шару струмами високої частоти з наступним шліфуванням. Як наслідок, втрачається до 1 мм робочого шару металу. Тому після одного – трьох, максимум чотирьох ремонтів колінчастий вал із дорогої хром-молібден-ванадієвої сталі масою понад 1 т доводиться утилізувати, хоча цей вал втратив усього кількасот грамів металу (рис. 1).

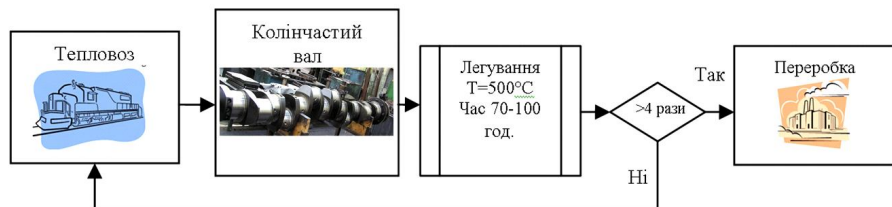


Рис. 1. Життєвий цикл колінчастого валу тепловозу

Крім тепловозів, подібні проблеми виникають при ремонті інших важко-навантажених машин – прокатних станів, турбін, потужних металорізальних верстатів, морських та річкових суден тощо. Тому авторами робіт [3,17–21] протягом останніх двох десятиліть був проведений цикл теоретичних та експериментальних досліджень, метою яких було визначення оптимальних напрямків підвищення надійності таких машин технологічними методами при ремонті. Першим етапом цих досліджень була систематизація методів інженерії поверхні деталей машин, що знайшла відображення у багатьох наукових працях. Було показано, що весь спектр методів інженерії поверхні впливає на експлуатаційні властивості деталей (зносостійкість, втомнісну міцність, опір адгезійним явищам, задиристість, триботехнічні характеристики тощо) через комплекс фізико-механічних характеристик (мікротвердість, залишкові напруження, мікроструктуру, текстуру, мікро- і макропрофіль поверхні, тов-

щину зміцненого шару та міцність його утримання на основі). Методи інженерії поверхні були класифіковані на 4 групи: нанесення покриттів, модифікування поверхневого шару, технологічні і комбіновані методи, а також вивчені їх можливості щодо використання для реалізації завдань даної роботи. Зокрема, були досліджені методи наплавлення, напилення, іонного імпульсного азотування, дифузійного борування, поверхневого гартування, плазмових технологій, холодного пластичного деформування та різання, модифікування за допомогою ультразвукових коливань, нанесення мікро- і макрорельєфів, нанесення покриттів змінної товщини, гібридних технологій. Об'єктами досліджень служили колінчасті вали ДВЗ, поршні, зубчасті колеса, поршневі пальці, гільзи, шпинделі верстатів, валки прокатних станів, ротори електричних машин, вали турбін.

Лідерами у розробці та використанні цих процесів є фірми Німеччини (Mercedes-Benz, BMW Motoren GmbH, Man B&W Diesel, Bosch Diesel S.R.O., Deutz AG, Siemens AG), Японії (Toyota, Honda Motor Company, Yamaha, Fuji Heavy Industries Ltd., Nissan Diesel Motor Company Ltd.), США (General Motors Powertrain, Caterpillar Inc., Detroit Diesel Corp., Cummins Engine Company) та інших країн.

Аналогічні розробки здійснювалися у Радянському Союзі. На підприємствах військово-промислового комплексу, наприклад, широке застосування знайшли технології іонно-плазмової обробки (типу "Булат" та інші), керамічні покриття (Al_2O_3), лазерне зміцнення та інші технології.

Проведений аналіз дає змогу зробити наступні висновки. На сьогодні одним з найбільш ефективних способів підвищення зносостійкості деталей є їх поверхневе зміцнення. Поверхневе зміцнення деталей – це окрема область технологій, що інтенсивно розвивається. В даний час існує понад 150 способів поверхневого зміцнення. Поряд з традиційними способами хіміко-термічної і термічної обробки, використання електролітичних покриттів, різних видів наплавок розвиваються нові технології зміцнення із застосуванням джерел з високою концентрацією енергії – іонно-плазмова обробка, лазерне зміцнення, детонаційне зміцнення та ін.

Відомі способи зміцнення можна розділити на шість основних класів:

- 1 – утворення плівок на поверхні;
- 2 – зміна хімічного складу поверхневого шару;
- 3 – зміна структури поверхневого шару при незмінному хімічному складі;
- 4 – зміна енергетичного стану поверхневого шару;
- 5 – зміна шорсткості поверхневого шару;
- 6 – зміна структури в усьому об'ємі металу.

Класи розділені на процеси, які можуть виконуватися за різних умов: у газовому або рідкому середовищі, у порошках або пастах, без використання або з використанням теплоти, при нормальному, підвищеному або високому тиску; у низькому, середньому або глибокому вакуумі; у атмосфері водяної, водогазової або іншої пари, у контрольованих атмосферах екзогазу або ендозагу, у електроп-

ровідному або діелектричному середовищі, у середовищі з поверхнево-активними або абразивними властивостями, у магнітному, електричному, гравітаційному або термічному полі. Зовнішні умови характеризують специфічні особливості технологічного процесу, при яких здійснюється даний метод зміцнення.

Наприклад, при виготовленні колінчастих валів двигунів транспортних засобів (автомобілів, тракторів, залізничного і морського транспорту), а також багатьох інших агрегатів і механізмів, що мають силові установки, на даний час широко використовуються способи зміцнення 2, 3 і 6-го класів (рис. 2).

До **другого класу** технологій зміцнення належать процеси, при яких основний метал деталі бере участь в утворенні приповерхневого шару, але розміри деталі при цьому практично не змінюються. Це різні види хіміко-термічної обробки: цементація, нітроцементація, ціанування, азотування, силіціювання, сульфидування, дифузійне хромування, алітування та ін.



Рис. 2. Деякі способи зміцнення колінчастих валів

Загальним недоліком цих процесів є велика тривалість технологічного циклу, шкідливість виробництва, застосування високих температур і, як наслідок, зростання зерна, що веде до окрихчення сталі, короблення (викривлення) зміцнюваних деталей, відповідно, збільшення припусків під механічну обробку, а також висока енергоємність, неможливість багаторазового (повторного) зміцнення деталей.

Третій клас можна розділити на дві групи. До першої групи відносяться способи, в основі яких лежить термічне зміцнення, що полягає в дії інтенсивного потоку енергії на локальну ділянку поверхні, поглинання цього потоку енергії приповерхневим шаром деталі і внаслідок цього – швидке розігрівання ділянки до високих температур. Після припинення дії потоку енергії нагріта ділянка охолоджується внаслідок теплопровідності у внутрішні об'єми матеріалу, а також за рахунок тепловіддачі з поверхні. При цьому досягається

висока швидкість охолодження (вище критичної для даної марки сталі або чавуну). В процесі нагріву і охолодження відбуваються фазові перетворення.

Найбільш поширеним методом обробки цього виду є поверхнєве гартування. Потік енергії можна отримати електричним, електроімпульсним, лазерним, ультразвуковим та іншими способами. У виробництві найбільше розповсюдження знайшли процеси індукційного та газополуменового нагрівання поверхні виробів.

Недоліками цих методів є висока вартість і великі габарити технологічного устаткування, особливо в разі лазерної обробки; необхідність організації заходів щодо захисту персоналу від розсіяного випромінювання; висока енергоємність; в деяких випадках – зниження втомної міцності.

Другою групою цього класу є зміцнення за рахунок поверхневого пластичного деформування (ППД), при якому в металі відбуваються структурні зміни, пов'язані з підвищенням густини дислокацій, їх взаємодією, подрібненням блоків, виникненням макро- та мікронапружень. В сталях, що після термообробки в структурі мають залишковий аустеніт, при цьому може відбуватися його часткове перетворення на мартенсит і виділення дисперсних карбідних частинок.

Пластична деформація може бути здійснена обкаткою поверхні деталі роликком або кулькою, вигладжуванням алмазним, ельборовим, твердосплавним та іншим інструментами, гідроабразивним і дробоструменевим наклепом, чеканкою та ін. Але слід мати на увазі, що при такому способі обробки не досягаються високі значення твердості, а отже, деталі мають низьку зносостійкість. Крім цього, недоліками зміцнення пластичною деформацією є те, що при підвищенні температури в процесі експлуатації властивості матеріалу поверхні деталі, отримані при зміцненні, частково або повністю зникають. У деяких випадках також реєструється зниження пластичності.

Використання ППД раціональне для вже зміцнених іншими методами деталей в якості кінцевої обробки, яка в більшості випадків приводить до виникнення поверхневих стискувальних напружень, що сприяє підвищенню опору втомі. ППД також зменшує шорсткість поверхні і заліковує ультрадрібні тріщини, внаслідок чого зменшується чутливість матеріалу до концентраторів напружень.

До **шостого класу** відноситься добре відомий метод зміцнення металів об'ємною термічною обробкою. У технології термічної обробки основна увага приділяється вибору температури нагріву залежно від марки сталі, часу витримки при цій температурі для завершення фазових і структурних перетворень та швидкості охолодження, що забезпечує утворення необхідної структури. При цьому дуже важливим є вибір температури нагріву таким чином, щоб, з одного боку, міг утворитися гомогенний аустеніт, тобто встигли розчинитися карбідні частинки, а, з іншого, не відбувся б ріст зерна, що призведе до окрихчення сталі. Не менш важливим є і вибір охолоджувального середовища, яке, забезпечуючи швидкість охолодження вищу за критичну, не створювало б великих гартівних напружень.

До недоліків об'ємних методів термічної обробки можна віднести: енергоєм-

ність; екологічно шкідливе виробництво; короблення (викривлення) виробів; ці методи не завжди забезпечують необхідні триботехнічні характеристики виробу.

На сьогодні всі відповідальні вироби із сталі і чавуну в процесі їх виготовлення піддаються якомусь з видів термічної і (або) хіміко-термічної обробки. Для багатьох виробів використовують комплексні методи обробки, які поєднують об'ємне та поверхнєве зміцнення. Так, азотуванню передують об'ємне гартування з високим відпуском, але після азотування ніяка термічна обробка вже не виконується.

Зносостійкість корінних і шатунних шийок вала в значній мірі залежить від твердості їх поверхні. Висока твердість досягається поверхневим гартуванням шийок з нагрівом СВЧ (індукційне гартування) або азотуванням. Після поверхневого гартування, як правило, проводять ППД галтелей для зменшення розтягувальних напружень, які виникають у місці виходу загартованого шару на щок.

Індукційне гартування широко використовується при виготовленні колінчастих валів для двигунів сільськогосподарської техніки. Більш навантажені колінчасті вали двигунів для автомобільного, залізничного і морського транспорту частіше зміцнюються азотуванням, яке не тільки знижує знос шийок валів, але й підвищує їх втомну міцність.

Азотування використовується як для сталевих, так і для чавунних валів, зазвичай, для валів з високоміцного чавуну з кулястим графітом. При цьому, на відміну від поверхневого гартування, твердість шийок зберігається до температури приблизно 500°C.

В ряді закордонних технологій (наприклад, фірми "Хонда") для підвищення втомної міцності і збільшення зносостійкості шийок колінчастих валів застосовують низькотемпературне ціанування (Тенифер-процес).

Спільним недоліком, окрім економічного, для широко використовуваних в даний час процесів зміцнення корінних і шатунних шийок колінчастих валів є короблення деталі. Основні способи усунення цього явища такі, як збільшення припуску під механічну обробку та правка (рихтування).

Проте після зміцнення деталі зі збільшеним припуском в процесі її подальшої механічної обробки (шліфування) з метою усунення короблення і отримання якісної деталі може виникнути різновшчинність зміцненого шару, а інколи й повна його відсутність в окремих місцях. Це призводить до різкого зниження працездатності колінчастого вала.

Правку валів, як правило, виконують двома способами: з накладанням статичного навантаження і витримкою протягом певного часу без нагрівання або накладанням статичного навантаження з одночасним нагріванням вала. Однак, і в тому, і в іншому випадку в процесі правки можливе виникнення тріщин, а правка у нагрітому стані супроводжується зниженням міцності колінчастого вала.

Слід відзначити, що оскільки азотування є кінцевою термічною обробкою, з точки зору запобігання коробленню воно має переваги перед гартуванням. Але його головним недоліком, як уже відзначалося, є дуже велика тривалість.

Говорячи про забезпечення високих трибологічних характеристик пове-

рхневих шарів, необхідно зупинитися ще на одному важливому питанні. Справа в тому, що всі розглянуті методи поверхневого зміцнення зводяться лише до підвищення твердості матеріалу поверхневого шару деталі. В той же час відомо, що пряма залежність між зносостійкістю і твердістю не завжди реалізується. На неї впливають також інші механічні властивості, наприклад, пластичність, ударна в'язкість, їх розподіл по поверхні.

З вищезазначеного виходить, що традиційні способи підвищення зносостійкості матеріалу деталей лише за рахунок збільшення їх твердості у багатьох випадках виявляються неефективними. Це пояснює той факт, що ресурс двигунів до капітального ремонту, у тому числі і з використанням розглянутих способів зміцнення, у реальних умовах експлуатації виявляється істотно нижчим нормативного.

Тому, з одного боку, нові технології є предметом досліджень багатьох університетів та фірм (університети Штутгарта, Мюнхена, Ганновера, Аахена, Праги, Айови, Массачусетса, Арізони, фірми Man B&W Diesel, Bosch Diesel S.R.O., Deutz AG, Siemens AG, GM PowerTrain). З іншого боку, вони об'єктивно зацікавлені у нових видах технологій, які були свого часу започатковані в [1–21]. І, нарешті, є великі ринки Росії, Казахстану, Бразилії, Китаю, Індії. Їх теж цікавлять нові альтернативні технології зміцнення, розроблені вченими ЦАГІ, МВТУ ім. Баумана, МАІ, МАДІ, Шанхайського університету, університету Гонконгу, Пекінського науково-технічного університету та інженерами російської промисловості (ВАЗ, КамАЗ, ГАЗ).

Проведений аналіз стану проблеми показав, що вона є дуже важливою, актуальною. Ця проблема є предметом досліджень багатьох наукових та технологічних центрів. Також аналіз показує, що існує перспективна розробка, яка становить значний науковий та практичний інтерес – технологія дискретного електроіскрового зміцнення. Проте вона не одержала повного обґрунтування за критеріями міцності, зношування, тертя. У числі чинників, що цьому на заваді, – відсутність методів моделювання напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин.

Постановка мети і завдань досліджень. Метою роботи є розробка науково-технічних основ підвищення ресурсу та забезпечення високої надійності, довговічності і технічних та тактико-технічних характеристик нових машин за рахунок обґрунтування режимів нової технології дискретного зміцнення. Це дасть можливість в 1,5 – 2 рази підвищити їх ресурс.

Для досягнення мети досліджень слід виконати наступні завдання. По-перше, потрібно провести аналіз матеріалів для дискретного електроіскрового зміцнення деталей машин. Вони обираються за умов достатньої твердості, адгезії і технологічності. Необхідно визначити оптимальні технологічні режими нанесення зон дискретного зміцнення. Це вимагає розроблення комп'ютерної моделі для моделювання напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей з використанням методу скінченних елементів. На основі дослідження комп'ютерних моделей будуть визначені оптимальні геометричні па-

раметри технології дискретного зміцнення. Зокрема, це стосується коефіцієнта дискретності (тобто до відношення площі обробленої поверхні до загальної площі деталі); форми дискретних плям (смуги, круги, овали, зигзаги, концентричні кола тощо); глибини обробки (діапазон – від 50 до 400 мкм).

Таким чином, при цьому будуть вирішені нові завдання, результати розв'язання котрих відзначаються новизною, унікальністю та перспективністю. Перспективною є сама ідея дискретного зміцнення [1–4, 19, 20]. Вона кардинально відрізняється від традиційних технологій, які в основному є континуальними. Варто зазначити, що сама ідея дискретних технологій уже пропонувалася. Проте вона реалізована для нанесення кластерних покриттів. А технологія, що пропонується, передбачає не покриття, а електроіскрове зміцнення. Таким чином, на відміну від інших, у новій технології поєднуються дискретність та електроіскрове зміцнення. Саме цим досягається підвищення зносостійкості.

По-друге, унікальними та новими є теоретичні розробки, які дадуть змогу розв'язати поставлену задачу. Ці розробки спрямовані на подолання принципових протиріч при розробці нових технологій. Ці протиріччя виникають через те, що множина значимих чинників є невідомою на початку досліджень. Вона є варіюваною, змінною та поповнюваною. Саме через ці особливості важко застосовувати традиційні процедури оптимізації. Тому пропонується розробити теорію розширеного параметричного моделювання. Ця розробка – основний фундамент, що буде поєднувати усі різноманітні математичні моделі для дослідження технологій дискретного зміцнення. І саме за допомогою цієї теорії можна здійснити синтез варіантів та параметрів самого технологічного процесу.

По-третє, пропонується просуватися уперед не шляхом ускладнення існуючих технологій, а шляхом застосування принципово нових рішень. Це, так би мовити, новий вектор розвитку. Саме така стратегія може дати значний позитивний ефект. Автори робіт [1–21] цю стратегію уже заклали у ході рішення частинних задач.

По-четверте, пропонована технологія є комплексною, синергетичною. Це стосується ідей дискретності, електроіскрового зміцнення. Крім того, це стосується і результуючого ефекту: підвищується твердість і зносостійкість. Цим дана пропозиція відрізняється від інших.

По-п'яте, технологія дискретного зміцнення має цілий комплекс відмінностей від існуючих: низька потреба в енергії; не піддається дії основний матеріал деталі, а тільки локально покрово – поверхневі шари; практично екологічно нешкідлива; час обробки невеликий; низька загальна вартість.

Технологія має пряме практичне спрямування. Попередньо вона була емпіричним шляхом випробувана на тепловозних двигунах серії Д80 (ДП "Завод ім. Малишева", м. Харків), на тепловозних двигунах 5Д49 (тепловозремонтний завод, м. Ізюм). Крім того, попередньо було проведено тестове зміцнення двигунів бронетранспортерів, установок для пуску реактивних снарядів "Град", шасі для військових машин "Мустанг" і "Лавина". Досягнуто збільшення ресурсу роботи цих машин у 1,5–3 рази.

Результати попередніх досліджень опубліковані у багатьох публікаціях [1–14].

Опис технології. Формування зносостійких поверхонь виконується наступним чином. На зовнішню поверхню виробу електроіскровим методом наноситься дискретне покриття з легувальних матеріалів у вигляді розташованих на певній відстані один від одного острівців або стрічок довільної конфігурації (рис. 3).

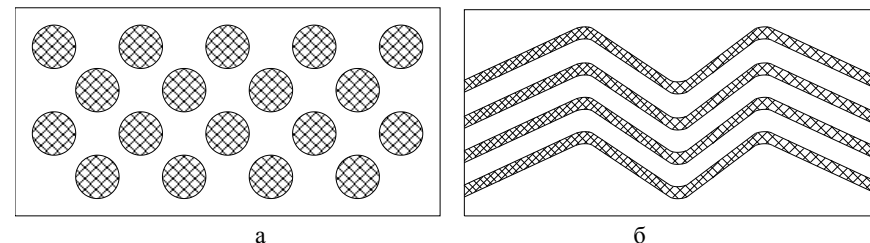


Рис. 3. Різновиди дискретних покриттів (схема): а – острівцеві; б – стрічкові

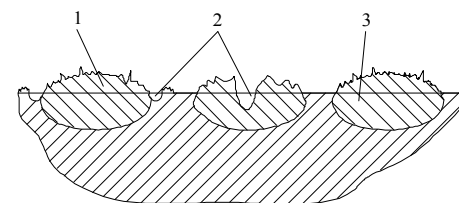


Рис. 4. Вид дискретного покриття (схема): 1 – верхній прирощений шар; 2 – каверна; 3 – легований (зміцнений) шар

Дискретне покриття має дві частини: верхній прирощений шар, який знаходиться над лінійною поверхню деталі, і шар, який знаходиться під лінійною поверхню деталі (рис. 4).

За рахунок високої температури і енергії розряду виникає перенесення легувального матеріалу з електрода (анода) на

катод (виріб) і одночасно у місці розряду на поверхню виробу відбувається локальне розплавлення металу основи, його легування перенесеним матеріалом і виникнення ерозійної лунки (каверни). Перенесений матеріал зміщується з основи і в процесі наступного різкого охолодження у більшості випадків (якщо анодом є метал) формуються пересичені тверді розчини з вкрапленнями дрібнодисперсних надлишкових фаз. Ціком природно, що ці зони відрізняються механічними властивостями, зокрема, твердістю, від металу основи. При цьому поверхня прирощеної зони має розвинену форму у вигляді гострих виступів і западин, що є концентраторами напружень.

Після завершення нанесення дискретного покриття визначають максимальний його приріст над поверхнею $\Delta_{\max}$, а також максимальну глибину каверн $C_{\max}$ і розраховують припуск за умови видалення каверн (рис. 5): $h \geq C_{\max} + \Delta_{\max}$, де h – величина припуску, мм; $\Delta_{\max}$ – максимальний приріст дискретного покриття над поверхнею виробу, мм; $C_{\max}$ – максимальна глибина каверн, мм.

У випадку зрізу зовнішнього шару виробу на величину, дещо меншу за максимальну глибину каверн, на поверхні при експлуатації залишаються по-

рожнини, які є ємкостями для мастила, за рахунок чого зменшується коефіцієнт тертя в момент запуску та зупинки машини (рис. 6).

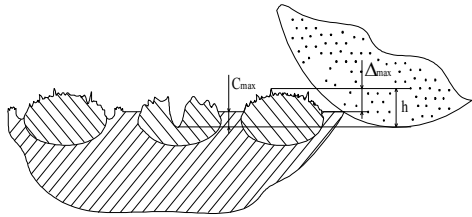


Рис. 5. Формування поверхні при шліфуванні

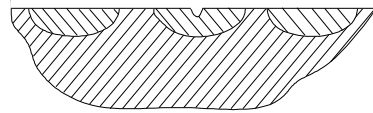


Рис. 6. Поверхня після шліфування

Таким чином, описаний спосіб електроіскрового легування є найбільш прийнятним для здійснення дискретного зміцнення поверхонь деталей, оскільки він має досить високу продуктивність, забезпечує стабільність процесу і дає змогу управляти величиною дискретності.

Таким чином, маємо схему технологічного процесу та деякі параметри. Потрібно провести синтез оптимальних параметрів: сили та тривалості струму; геометрії зон дискретного зміцнення; матеріалів електрода для легування. Це – задачі теоретичних розробок, лабораторних досліджень, комп'ютерних симуляцій та індустриальних випробувань [6].

Розробка наукових основ синтезу параметрів нової технології. При розробці принципово нових технологій однією з основних проблем є пошук оптимального рішення у нечітко визначеному та варійованому просторі чинників, при нечітких критеріях, обмеженнях та власне при невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується також і, у першу чергу, науково-технічної проблеми розробки ефективних технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, що перебувають у рухомому контакті. Як показано вище, традиційні технології розв'язання даної проблеми мають цілу низку принципових недоліків, серед яких – накопичення небажаних залишкових деформацій деталі або вузла та неефективне поєднання механічних характеристик матеріалу у поверхневому шарі та у глибині матеріалу, з якого виготовлено деталь, що зміцнюється. Важливо і те, що традиційні технології можуть поліпшуватися в основному тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних процедур. Вихід з цієї ситуації – відмова від жорсткої регламентації чинників, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, що визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин. Проте для реалізації даного підходу потрібно, по-перше, як зазначалося вище, розробити теоретичну основу, математичний апарат для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару в поєднанні зі станом матеріалу на глибині, а, по-друге, власне провести із застосуванням розроблених підходів процес досліджень та синтезу схеми і параметрів нової технології. Для цього потрібно розв'язати наступні нові наукові проблеми та прикладні задачі:

– розробка нових теоретико-множинних підходів до генерації математичних, числових та фізичних моделей досліджуваних та створюваних технологій та станів зміцнюваних елементів машин, що характеризуються єдиним способом опису, пристосованістю до роботи з нечіткими, поповнюваними та зменшуваними множинами чинників, а також інтегрованістю у сучасні методи наукового дослідження;

– реалізація розробленого підходу у комплексній математичній моделі дослідження напружено-деформованого стану елементів машин, що перебувають у стані контактної взаємодії;

– розробка спеціалізованого програмно-модельного комплексу для числових досліджень напружено-деформованого стану тіл складної форми, структури, що природним чином інтегрується у сучасні системи комп'ютерного моделювання;

– формування потужного програмно-апаратного комплексу, що має можливість розв'язувати масштабні науково-технічні задачі, які виникають при багатоваріантних дослідженнях фізико-механічних систем з багатомільйонною кількістю невідомих;

– аналіз напружено-деформованого стану елементів досліджуваних машин, поверхні яких оброблені за новою технологією зміцнення, що пропонується у роботі, та розробка науково обґрунтованих рекомендацій щодо технологічних режимів запропонованого технологічного процесу.

Оскільки перелічені наукові проблеми і задачі є новими, актуальними і важливими для широкого класу задач, які на даний час стоять перед механікою, технологією машинобудування та машинознавством, то для їх розв'язання були залучені самі передові теоретичні, комп'ютерно-інформаційні та апаратні розробки, системи та засоби. Наукові розробки, їх числова та програмно-апаратна реалізація здійснені в НТУ "ХПІ" протягом тривалого періоду, оприлюднені у багатьох публікаціях, висвітлені на десятках конференцій, семінарів, симпозіумів, зокрема у [7, 8, 15].

Розробка теоретико-множинного підходу до генерування моделей фізико-механічних процесів і станів складних та надскладних механічних систем. Як-що розглядати проблему розробки нових технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин як одну із складових дослідження, аналізу та синтезу елементів складних та надскладних механічних систем, то можна вичленили загальні риси: з одного боку, наявність великої кількості інструментів досліджень напружено-деформованого стану, інших станів та фізико-механічних процесів, а з іншого боку – принципові труднощі, що постають при розв'язанні багатоваріантних задач параметричного або структурного аналізу, а тим більше – синтезу. Варто відзначити, що найбільш потужним методом досліджень реакції складних механічних систем на зовнішні дії є метод скінченних елементів (МСЕ). Проте він не дає змоги проводити дослідження при урахуванні чинників, що погано піддаються формалізації. Для усунення цього недоліку пропонується для створення варійованих моделей досліджуваних об'єктів

залучити метод узагальненого параметричного опису складних механічних систем [15]. Запропонований підхід [15] дає змогу ставити задачі параметричного аналізу і синтезу складних механічних систем, а також розрахунково-експериментальної ідентифікації операторів, що описують дані об'єкти.

Крім того, на цій основі можна будувати мета-системи автоматизованого дослідження даних об'єктів. Розглянемо, згідно з [15], технологію комп'ютерної симуляції із застосуванням даного підходу. Вона складається із задач:

- а) розробки програмного забезпечення;
- в) формування апаратного забезпечення;
- с) проведення числових досліджень.

Розробка програмного забезпечення. Сама комп'ютерна симуляція здійснюється за допомогою методу скінченних елементів та із залученням сучасних систем CAD/CAM/CAE. Пряме розв'язання задачі у цих CAD/CAM/CAE нерациональне (див. вище). У зв'язку з цим пропонується розв'язувати задачу не "ззовні" доповненням існуючого інструментарію автоматизованого проектування, а "зсередини", змінюючи сам спосіб опису і створення моделей досліджуваних об'єктів, у т.ч. їх скінченно-елементних моделей. З іншого боку, впровадження при цьому в традиційну схему CAD/CAM/CAE-системи нових якостей передбачається здійснювати за допомогою додаткових модулів. Крім того, оскільки навіть найпотужніші існуючі універсальні системи автоматизованого проектування (Pro/ENGINEER, CATIA, SolidWorks, ANSYS, NASTRAN, COSMOS/M, LS-DYNA) не надають способів розв'язання поставленої задачі в загальному випадку, представляється доцільним обійти цю проблему, пропонуючи загальний підхід, але такий, що реалізовується кожного разу для певного класу досліджуваних конструкцій (тобто замість відсутнього універсального інструменту пропонується реально здійснення технологія, що характеризується спільними прийомами при роботі з конкретними об'єктами).

Для розв'язання поставленої задачі пропонується залучити метод узагальненого параметричного опису елементів складних механічних систем [15]. При його використанні для опису того або іншого класу конструкцій формується узагальнений параметричний простір P , що є об'єднанням множин P_G, P_T, P_F :

$$P = P_G \cup P_T \cup P_F, \quad (1)$$

де P_G, P_T, P_F – множини узагальнених параметрів, що однозначно і несуперечливо описують геометричні, технологічні і скінченно-елементні моделі досліджуваних об'єктів (рис. 7).

Самі множини P_G, P_T, P_F складаються з елементів, від яких вимагається наступне:

$$G = G(p), T = T(p), F = F(p) \quad \forall p \in P \quad (2)$$

є однозначними відображеннями з множини P у множину моделей G, T, F

(див. рис. 7). Дане відображення не є в усіх випадках таким, що математично строго формалізується. Але ця властивість, взагалі кажучи, в рамках запропонованого підходу і не потрібна.

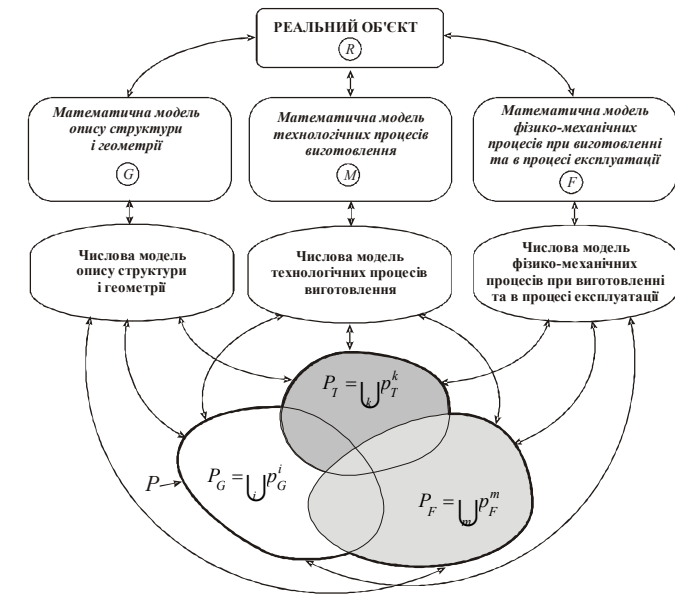


Рис. 7. Формування узагальненого параметричного простору, що описує досліджувані об'єкти або клас об'єктів

Якщо формалізація співвідношення (2) породжує в загальному випадку значні складнощі, то пропонується, щоб це відображення всього лише було однозначним, таким, що алгоритмізується, і коректним [15]:

$$\forall p \in P \exists \{G, T, F\} : G = G(p), T = T(p), F = F(p), \quad (3)$$

$$\{G_1, T_1, F_1\} = \{G_2, T_2, F_2\} \Rightarrow p_1 = p_2, \quad (4)$$

$$\lim_{\epsilon \rightarrow 0} \|p_\epsilon - p\| = 0 \Rightarrow \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \|\{G_\epsilon, T_\epsilon, F_\epsilon\} - \{G, T, F\}\|^* = 0, \quad (5)$$

де $\|\bullet\|$ – деяка норма; $\|\bullet\|^*$ – деяка псевдонорма.

У просторі узагальнених параметрів кожним елементом є об'єкт будь-якої природи: число, структура, функція, розподіл, множина. У зв'язку з цим поняття норми, що фігурує в (5), вимагає конкретизації залежно від складу множини параметрів, які становлять дану множину. Відповідно потрібне і уточнення поняття псевдонорма по відношенню до описуваних моделей (в даному випадку потрібна лише оцінка "близкості" моделей G, T, F).

Розставивши таким чином акценти, можна формалізувати процес роботи

з узагальненими параметрами, розповсюдивши на них традиційний інструментарій параметричного аналізу і синтезу.

Крім того, саме існування співвідношень (2), що описують комплекс моделей $M = \{G, T, F\}$, не розв'язує поставлену задачу. Необхідно розробити, враховуючи складність формалізації (2), технології реалізації відповідності $p \rightarrow M$:

$$M = M(p). \quad (6)$$

Виникаюча проблема видається простою лише на перший погляд. Насправді саме різноманітність узагальнених параметрів p і неформалізованість співвідношень (2), (6) представляють у процесі досліджень основні перешкоди для їх інтенсифікації на основі автоматизації при збереженні параметричності.

Потрібно відзначити, що багато систем CAD/CAM/CAE мають широкий арсенал автоматизації багатьох етапів проектування окремих видів конструкцій (наприклад, модулі автоматизованого проектування елементів технологічного оснащення, двигунів внутрішнього згоряння тощо). В той же час множина елементів p в даному випадку заздалегідь обмежується визначеним кругом, вихід за який пов'язаний із втратою автоматизації і параметричності. Проте саме цей спосіб можна узяти за прототип при алгоритмізації технології генерування комплексу моделей M за набором узагальнених параметрів.

На рис. 8 представлена схема функціонування такої технології моделювання. Особливість даної технології полягає в тому, що між комплексом математичних моделей $M = \{G, T, F\}$ і універсальними системами CAD/CAM/CAE поміщається спеціалізована система-транслятор, яка для конкретного класу об'єктів реалізує переведення співвідношень (2), (6) в набори інструкцій $S_G = S_G(p)$, $S_T = S_T(p)$, $S_F = S_F(p)$ в форматі універсальних

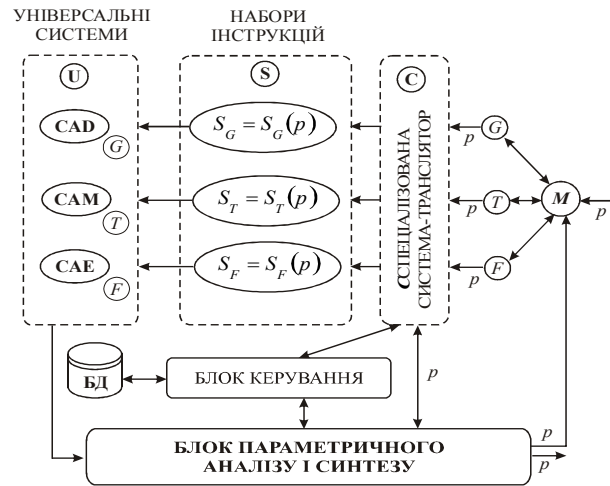


Рис. 8. Автоматизація етапів моделювання на основі узагальненого параметричного підходу і спеціалізованих інтегрованих систем автоматизованого аналізу і синтезу елементів складних механічних систем

систем CAD/CAM/CAE. Це дозволяє використовувати на етапі моделювання всю потужність сучасних САПР, після чого проводити параметричний аналіз і синтез. Відповідний блок керування і спеціалізована база даних дозволяють не лише координувати інформаційні потоки в процесі автоматизованого проектування, але і організовувати отримувані дані в структури, придатні для спеціалізованих баз знань і експертних систем.

Природно, що запропонована технологія за охопленням істотно ширше початково поставленої задачі автоматизованого скінченно-елементного моделювання. Проте саме в її рамках створюються замкнуті інформаційні потоки, які, як впливає з рис. 7, між окремими підсистемами є такими, що взаємно перетинаються. Таким чином, щоб ліквідувати "вузьке місце" автоматизації скінченно-елементного моделювання, потрібно побудувати технологію автоматизації всього процесу моделювання, звузивши при цьому охоплення об'єктів до конкретного їх типу.

Саме надзвичайна гнучкість і переналадження запропонованого в роботі підходу дозволяє охоплювати цілі класи конструкцій і технологій в ході досліджень, що вбудовуються в процес проектування і технологічної підготовки виробництва нових виробів, а також ремонту і зміцнення із застосуванням сучасних засобів автоматизації – систем CAD/CAM/CAE/PDM. У цьому – унікальність та новизна підходу.

Для розв'язання масштабних задач комп'ютерної симуляції потрібно мати, крім програмного забезпечення, ще й відповідне апаратне забезпечення. В НТУ



Рис. 9. Центр "Тензор" та комп'ютерний кластер "Політехнік-125": процесорні ядра – 64; пам'ять – 128 Gb; продуктивність – 0,5 Tflops

"ХП" такий апаратний комплекс створено. Це комп'ютерний кластер "Політехнік-125" на 64 процесорних ядрах зі 128 гігабайтами оперативної пам'яті, а також програмні комплекси Pro/ENGINEER, SolidWorks, ANSYS, Nastran, LS-DYNA (рис. 9). Він був відкритий у кінці 2009 р. і дає змогу розв'язувати задачі МСЕ із кількістю невідомих до 100 млн. Таким чином, створено унікальний потужний інструмент комп'ютерного моделювання – програмно-апаратний комплекс з кластером "Політехнік-125" у центрі "Тензор" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".

На його базі проведені усі числові дослідження із залученням програмно-апаратних засобів комп'ютерного моделювання складних систем і технологій.

Числові дослідження дискретно зміцнених деталей машин. Розроблений програмно-апаратний комплекс дає можливість проводити комп'ютерну симуляцію. Розглянемо деякі частинні задачі аналізу напружено-

деформованого стану та синтезу оптимальних параметрів технології дискретного зміцнення.

На рис. 10 наведена схема нанесення зміцнюючих зон (на прикладі опорної частини вала), а на рис. 11 – параметри технологічного процесу.

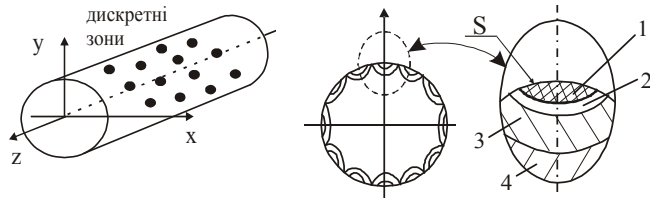


Рис. 10. Схема нанесення розрядів при дискретно-континуальному зміцненні (S – поверхня зміцнення) та характерні ділянки зони зміцнення: 1 – зміцнений шар; 2 – перехідна зона; 3 – підшар; 4 – основний матеріал

Як показали металографічні дослідження, на поверхні зміцнення S (див. рис. 10, 11) в тіло основного металу 4 вкраплюється високолегований метал (дискретна зона зміцнення – ДЗЗ – діаметром d та глибиною h). Ця зона складається з поверхневого зміцненого шару товщиною b . Розміщення ДЗЗ на поверхні S характеризується кроками τ_{xy} в окружному напрямі та τ_z – в осьовому. При цьому дискретність покриття поверхні S визначається залежністю $f = \pi d^2 / 4 \tau_{xy} \tau_z$. Властивості матеріалів: $E_i, \nu_i (i=1,2,3,4)$ – відповідно модулі пружності та коефіцієнти Пуассона (номери відповідають позначенням на рис. 10); аналогічна нумерація для σ_T^i, σ_e^i – границі текучості та границі міцності матеріалів. Таким чином, наочний перелік параметрів технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення – $P = \{d, \tau_z, \tau_{xy}, E, \nu, \sigma_T, \sigma_e, h, b, H\}$, де $E, \nu, \sigma_T, \sigma_e$ – це вся сукупність індексованих за номером матеріалу фізико-механічних та механічних властивостей матеріалів.

На першому етапі дослідження визначається характер напружено-деформованого стану (НДС) в області окремої дискретної зони зміцнення. На рис. 12 проілюстрована розрахункова схема для визначення осесиметричної картини НДС в області ДЗЗ, на рис. 13 – скінченно-елементна модель з 1,5 млн. вузлів та 403 тис. елементів, що побудована для проведення досліджень.

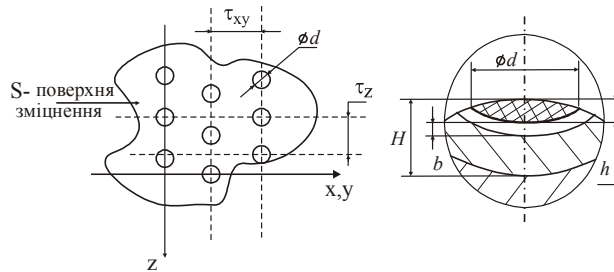


Рис. 11. Параметри розміщення ДЗЗ

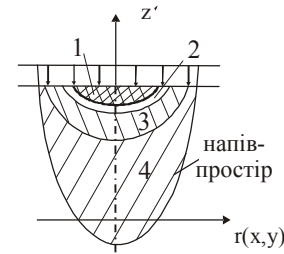
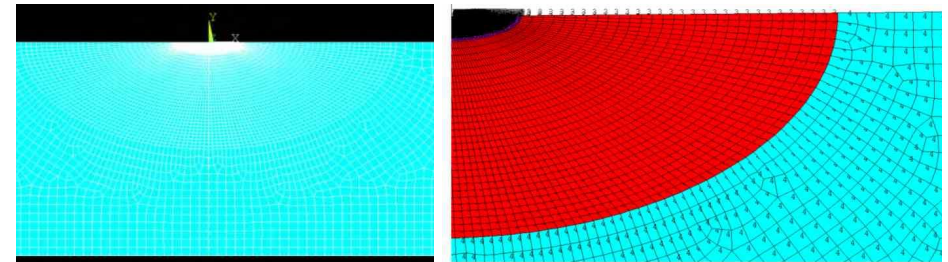


Рис. 12. Розрахункова схема для визначення НДС в області окремої ДЗЗ

Якісні картини компонент НДС при співвідношенні модулів пружності $\alpha_1 = E_1 / E_4 = 1,2; \alpha_2 = E_2 / E_4 = 1,1; \alpha_3 = E_3 / E_4 = 1,0;$ $\beta_1 = \nu_1 / \nu_4 = 1,0; \beta_2 = \nu_2 / \nu_4 = 1,0; \beta_3 = \nu_3 / \nu_4 = 1,0$ наведені на рис. 14. Видно, що профіль деформованої поверхні сприятливий для роботи у процесі контактної взаємодії, оскільки при цьому контактний тиск перерозподіляється, збільшуючись в області легованого матеріалу та зменшуючись при віддаленні від нього.

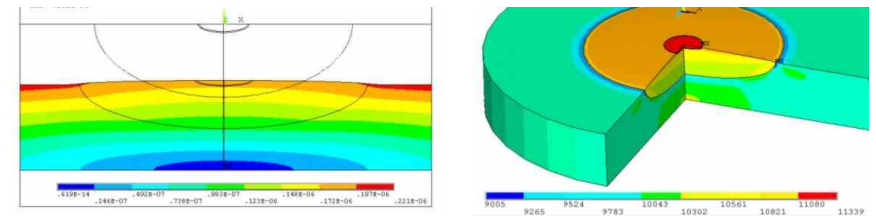
Враховуючи, що триботехнічні характеристики в області ДЗЗ набагато кращі, ніж в іншому спряженні (тобто основного матеріалу 4, див. рис. 10), отримуємо ефект не тільки зміцнення, але й покращення умов тертя. Даний ефект, тут названий Δ -ефект, є відносно стабільним при зміні контактного тиску, тобто чим більший тиск, тим більше деформується тіло деталі, тим більший ефект перерозподілу зусиль контактної взаємодії на користь переважного спряження з ДЗЗ.



Уся модель

Фрагмент в області ДЗЗ

Рис. 13. Скінченно-елементна модель



Вертикальні переміщення

Інтенсивність напружень за Мізесом

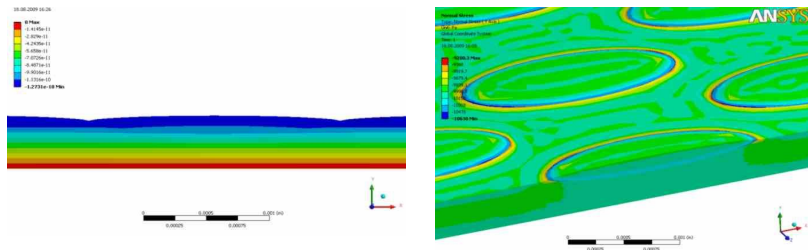
Рис. 14. Компоненти НДС в області ДЗЗ

Для аналізу впливу різних факторів на НДС реальних конструкцій, підданих дискретно-континуальному зміцненню, побудовано просторову СЕМ фрагменту приповерхневої частини опорної частини вала після дискретно-континуального зміцнення. Оскільки для повного моделювання опорної частини вала потрібна надто велика (сотні мільйонів ступенів вільності) СЕМ, то

було визначено репрезентативну множину ДЗЗ, що входить до складу відповідного секторного вирізу (рис. 15).

На рис. 16 – типова картина розподілу вертикальних переміщень вздовж відрізка прямої, що проходить через центри ДЗЗ. Видно, що спостерігається та ж картина переміщень, що й у випадку одиничних ДЗЗ, але з періодом повторення, який дорівнює кроку розміщення дискретних зон зміцнення.

Кількість варійованих параметрів P технологічного процесу у даному випадку довільна, сама множина P може бути поповнювана. Це є надзвичайно важливою перевагою запропонованого теоретичного підходу до розв'язання задачі. Крім того, математична модель дозволяє досліджувати всі аспекти НДС, а скінченно-елементна модель відтворює усі переваги запропонованого підходу. Кількість скінченних елементів навіть для окремого секторного вирізу вала досягає кількох мільйонів одиниць ступенів вільності.



Деформований стан
Рис. 16. Картина переміщень та напружень у приповерхневому шарі деталі

Тому для дослідження НДС об'єкта, представленого на рис. 15, потрібні великі обчислювальні ресурси, які забезпечує створений і описаний раніше програмно-апаратний комплекс. Саме ці обставини дали можливість провести комплекс досліджень, деякі результати яких представлені на рис. 16–18.

Ще більші ресурсні вимоги – при повномасштабному моделюванні макрочастини деталі або усієї деталі. При цьому на перший план виступає проблема різномасштабності зон, що досліджуються: від кількох мікрметрів до метрів. Для узгодження сіток скінченних елементів автори розробили та застосували спеціальні алгоритми.

Як видно із порівняльного аналізу одержаних розподілів компонентів НДС (рис. 16-18), збільшення відносної жорсткості матеріалу зміцнення сприяє підсиленню позитивного впливу виявленого Δ -ефекту зміцнення та збільшення стійкості поверхні S до зношування. Що стосується впливу коефіцієнта тертя f , то спостерігається рекомендована зона ($f_w \in [0,6; 0,8]$), при

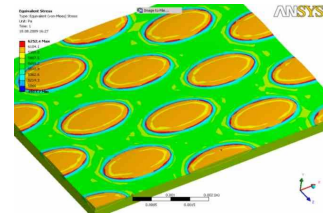


Рис. 15. СЕМ підповерхневого шару опорної частини вала та еквівалентні напруження за Мізесом

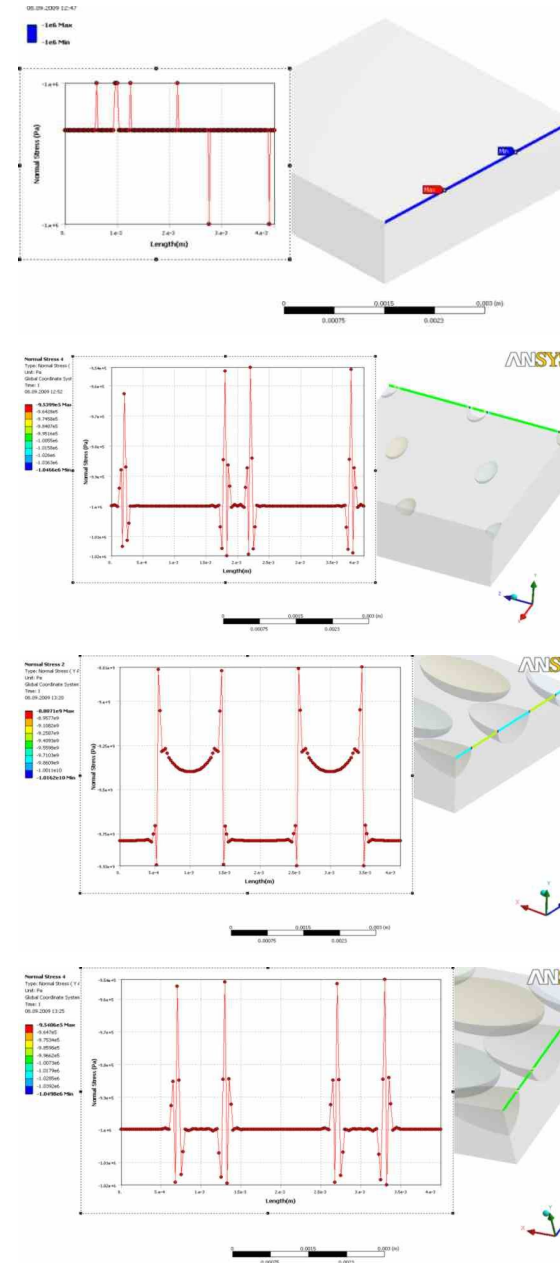


Рис. 17. Картини розподілу контактного тиску у поверхневому шарі деталі

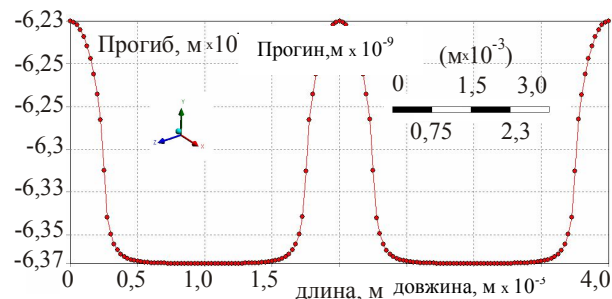
попаданні коефіцієнта дискретності в котрий Δ -ефект найбільш дійовий.

Як показав аналіз напруженого стану опорної частини вала, крім виявленого Δ -ефекту, значення має ще й так званий "σ-ефект". Він полягає в тому, що при кристалізації розплавленого матеріалу ДЗЗ створюється залишковий напружений стан, який при суперпозиції з напруженим станом від дії тиску P дає ефект зменшення рівня результуючих напружень. Аналіз показує, що найбільший "σ-ефект" досягається в діапазоні $f \in [0,5 \div 0,8]$. Таким чином, співставлення " Δ -ефекта" та "σ-ефекта" дає змогу визначити рекомендований інтервал параметру дискретності покриття:

$$f^* \in [0,65 \div 0,75].$$

Підсумовуючи, можна стверджувати, що в результаті комплексу пробних досліджень у першому наближенні обґрунтовані раціональні параметри запропонованого технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення високонавантажених елементів машин, механізмів і окремих деталей.

Рис. 18. Картина переміщень



Лабораторні дослідження. Для вивчення макроструктури поверхні зразків з дискретно зміцненими зонами використовували стереоскопічний мікроскоп МВС-10 зі збільшенням від 3 до 150 разів. Для металографічних досліджень використовували поперечні і поздовжні шліфи зразків, підданих дискретному зміцненню. Дослідження мікроструктури проводили на металографічному мікроскопі Неофот-21 в діапазоні збільшень від 100 до 600 разів.

Для вивчення мікроструктури при великих збільшеннях був використаний растровий електронний мікроскоп РЕМ-106 SELMI з високою роздільною здатністю: в режимі високого вакууму 4 нм, низького вакууму – 6 нм.

Рентгеноструктурний фазовий аналіз зразків проводили на рентгенівській установці УРС-55 в камері Дебая з діаметром 57,3 мм у випромінюванні трубки з залізним анодом методом зйомки рентгенограм від "шліфа". Крім того, був використаний дифрактометр ДРОН-3, на якому були отримані профілі дифракційних максимумів.

Розподіл легувальних елементів у зміцнених зразках вивчали за допомогою рентгенівського мікроаналізатора MAP-3, а також з використанням спеціальної приставки до електронного мікроскопа РЕМ-106. Триботехнічні характеристики визначалися на машинах тертя СНЦ-2 і СМТ-1. Випробування на втому проводили на машині МУІ-6000 за схемою чистого згину. База випробувань – 10^7 циклів.

Для електроіскрової обробки використовували електроди зі сталей 08Х18Н10Т, Р6М5 та ШХ15. Ці сталі належать до різних структурних класів (перша – до аустенітного, друга – до ледебуритного, третя – до мартенситного). Дослідження проведені на високоміцному легованому чавуні та на сталях 42ХМФА і 45.



Рис. 19. Зовнішній вигляд зони дискретного зміцнення: $\times 3$

Характер поверхні, яка формується при дії дискретних розрядів, показаний на рис. 19. Вона має велику шорсткість. Зона дискретного зміцнення зразків на поперечних шліфах після шліфування поверхні наведена на рис. 20.

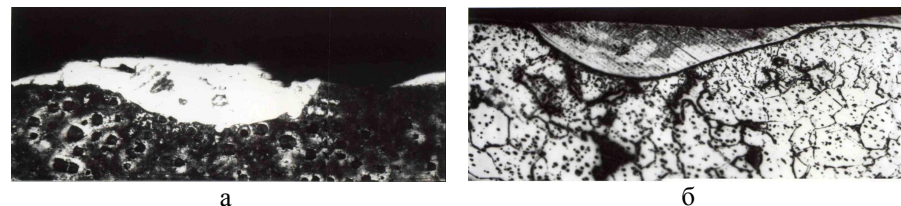


Рис. 20. Мікроструктура поперечного шліфа зразків, зміцнених дискретним методом; $\times 100$; електрод – сталь 08Х18Н10Т: а – високоміцний чавун; б – сталь 42ХМФА

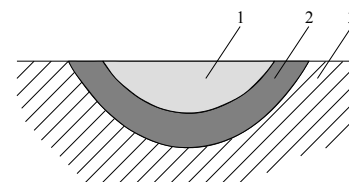


Рис. 21. Схематичне зображення зони дискретного зміцнення: 1 – "білий" шар; 2 – "підшар"; 3 – основний метал

При достатньому збільшенні під "білим" шаром можна побачити перехідну зону ("підшар"). Його глибина змінюється в межах 25-70 мкм. Таким чином, зону дискретного зміцнення можна представити так, як на рис. 21.

Характер структури і розподіл елементів по перерізу зони дискретного зміцнення в чавуні наведені на рис. 22–23.

Слід звернути увагу на те, що гомогенізація складу у плямі не встигає відбуватися: розкид значень хрому близько 37 %, нікелю ~ 21 %. При цьому в структурі залишається нерозчинений графіт (рис. 24). Мікроструктура та розподіл елементів у сталі 45 при дискретній обробці електродом зі сталі 08Х18Н10Т наведені на рис. 25–27.

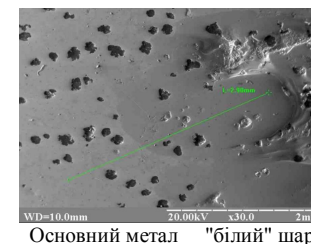


Рис. 22. Структура чавуну у дискретно зміцненій зоні; $\times 30$

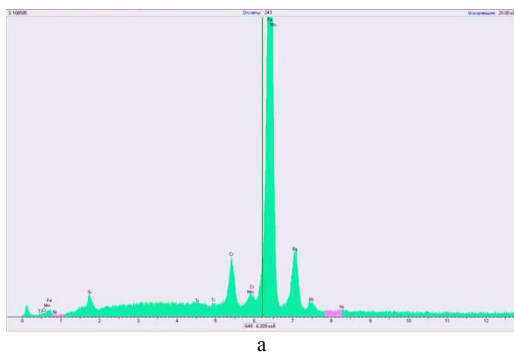
З даних, наведених на рис. 25 та 26, видно, що перерозподіл легувальних елементів між основою (сталь 45) та металом, нанесеним при електроіскровому розряді електродом зі сталі 08Х18Н10Т, здійснюється у вузькому інтервалі. Вміст легувальних елементів на поверхні плями практично співпадає з

їх кількістю на глибині 30 мкм, але вже на глибині від поверхні 50 мкм вони не реєструються (рис. 27). Отже, зона перерозподілу має товщину близько 10 мкм. Цей рисунок також свідчить, що зміцнена зона являє собою суміш аустеніту та фериту, оскільки у спектрі присутні лінії Fe α та Fe γ (рис. 27).

Також було досліджено вплив сили струму розряду на мікротвердість зони дискретного зміцнення. Визначення мікротвердості "білого" шару при обробці чавуну показало, що вона перевищує мікротвердість основного металу. Режим обробки і результати досліджень наведені в табл. 1.

Крім того, було досліджено вплив дискретності на коефіцієнт тертя. У цих експериментах дискретність (тобто відношення площі ДЗЗ до загальної

площі поверхні деталі) змінювали від $\phi = 0$ до $\phi = 100\%$ через 20% . Зміцнення здійснювали при струмі розряду $I_p = 60\text{--}70\text{ А}$ і товщині електрода $S=1\text{ мм}$. Результати впливу величини дискретності ϕ на коефіцієнт тертя $f_{\text{тр}}$ показані для навантаження 1 кН на рис. 28. Досліджено було також зносостійкість дискретно зміцнених деталей. Результати для сталі (ролик) і бронзи (колодка) – на рис. 29.



Информация

Напряжение (кВ): 20.00
Сумма %: 100.00

Элемент	Инт.	С %
Fe K	36018	92.96
Ni K	529	2.47
Cr K	3309	2.18
Mn K	618	1.64
Si K	909	0.70
Ti K	74	0.06

Рис. 23. Спектр випромінювання (а) і середній вміст елементів в полі (б)

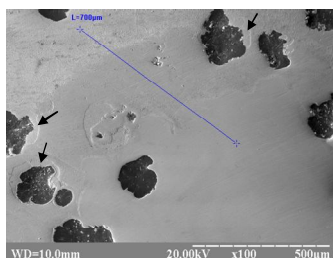


Рис. 24. Мікроструктура чавуну в зоні дискретного зміцнення; $\times 100$

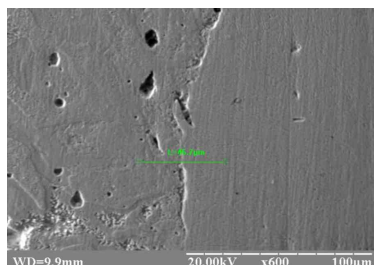


Рис. 25. Мікроструктура сталі 45 (зліва) та матеріалу електрода (справа), $\times 600$

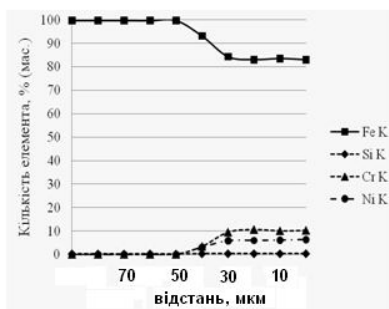


Рис. 26. Розподіл елементів по перерізу поверхневого шару: зліва – сталь 45, справа – матеріал електрода

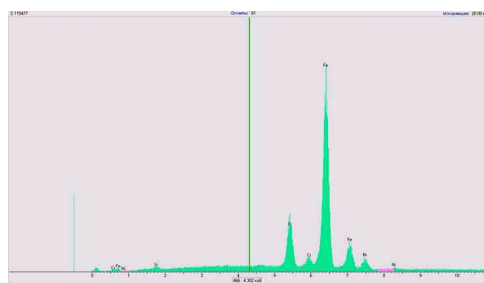


Рис. 27. Спектр випромінювання сталі 45

Таблиця 1
Вплив струму розряду на глибину зміцненого шару, мікротвердість та наявність дефектів при обробці чавуну різними електродами

Матеріал електрода	Струм розряду I_p , А	Глибина зміцненого шару, мкм	Мікротвердість, МПа	Наявність дефектів
08X18H10T	20	10–11,0	580–750	немає
	40	50–160	580–900	немає
	60	250–400	600–1000	немає

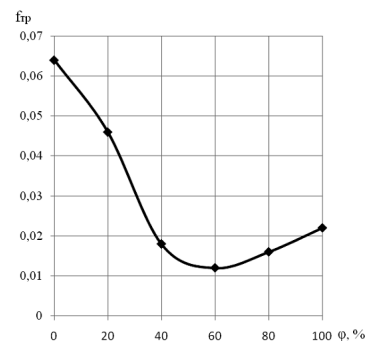


Рис. 28. Залежність коефіцієнта тертя f від величини дискретності ϕ для навантаження 1 кН

З виконаного аналізу можна зробити висновок, що дискретне зміцнення суттєво знижує знос як валів, так і вкладишів незалежно від матеріалу. Це можна пояснити таким чином.

Як відомо, при виборі матеріалу вкладиша користуються принципом Шарпі – структура матеріалу має бути мікрогетерогенною, тобто такою, у якій чергуються м'які і тверді структурні складові. Що ж до структури матеріалу вала, то при існуючих способах зміцнення поверхні (гартуванні СВЧ, азотуванні) вона має однорідний характер і рівномірний розподіл твердості по поверхні тертя.

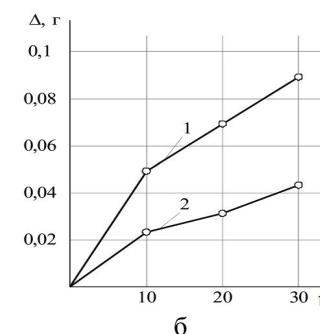
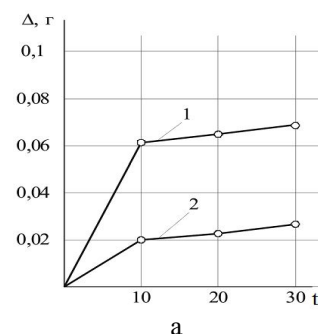


Рис. 29. Залежність зносу матеріалу ролика (а) і колодки (б) від часу випробувань: 1 – азотування; 2 – дискретне зміцнення

При дискретному зміцненні на поверхні вала утворюється мікрогетерогенна структура, в якій чергуються зміцнені і знеміцнені зони, тобто принцип Шарпі реалізується і для вала. Це створює кращі умови для утримання мастильного матеріалу між шийкою вала і вкладишем, повністю виключає можли-

вість сухого тертя навіть при достатньо високому питомому тиску, а отже, підвищує зносостійкість і зменшує зношувальну здатність матеріалу вала.

Визначено також вплив дискретного зміцнення на опір втомі чавунних зразків. Установлено, що дискретне зміцнення не знижує втомної міцності у порівнянні зі стандартним режимом обробки (нормалізація з високим відпуском) за умови відсутності на поверхні дефектів. Отриманий результат дає підстави вважати, що границя між зміцненим шаром і основним матеріалом не є технологічним концентратором, який знижує втомну міцність при дискретному зміцненні, тому даний спосіб можна рекомендувати для зміцнення не тільки чавуну, але й інших матеріалів.

Таким чином, проведені лабораторні дослідження продемонстрували високі триботехнічні характеристики деталей машин після дискретного зміцнення. Це свідчить про новизну та ефективність даного способу їх зміцнення.

Висновки. Описані у роботі нові теоретичні розробки, створені математичні моделі, унікальні програмно-модельні та програмно-апаратні комплекси, а також власне результати числових та лабораторних досліджень (які частково фрагментарно описані у попередніх роботах [1–14]) дозволяють зробити наступні висновки.

1. Запропоновані у роботі нові теоретичні основи узагальненого параметричного методу моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах створюють потенційні можливості для глибокого аналізу та синтезу нових технологій зміцнення високонавантажених елементів машин різного призначення.

2. Розроблене теоретико-множинне математичне та програмне забезпечення у процесі досліджень дозволило виявити 2 ефекти, названі "Δ-ефект" та "σ-ефект". Перший з них полягає у позитивному характері зміни деформованого профілю у контакті зміцнюваного елемента машини зі спряженими елементами. Другий ефект полягає у створенні сприятливого залишкового напруженого стану після зміцнення досліджуваного об'єкта із застосуванням нової дискретно-континуальної технології, який після накладення робочих напружень створює такий результуючий напружений стан, що значно дальший від небезпечного рівня, ніж для незміцнених деталей машин.

3. Комплексне дослідження напружено-деформованого стану, мікроструктури та триботехнічних характеристик високонавантажених елементів машин, зміцнених за допомогою нової запропонованої технології, дало змогу отримати якісні та кількісні залежності деяких параметрів та визначити рекомендовані інтервали для їх вибору. Лабораторні дослідження у цілому підтвердили ефективність рекомендацій, розроблених на основі числових досліджень, та, що особливо переконливо, у ході великої кількості експериментальних досліджень та при впровадженні у промислову практику [3].

Таким чином, у результаті числових та лабораторних досліджень одержані позитивні результати з вирішення проблеми дискретного зміцнення поверхонь важконавантажених деталей машин. Побудовані моделі та розробле-

ні підходи будуть застосовані у подальших дослідженнях елементів машин.

Список літератури: 1. *Шеремет В.Н.* Повышение ресурса тяжело нагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния / В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 118–123. 2. *Ткачук М.А.* Нові технології дискретного зміцнювання високонавантажених елементів машин: напружено-деформований стан приповерхневих шарів / М.А. Ткачук, В.М. Сапожников, В.М. Шеремет, Т.О. Васильєва, А.В. Грабовський // Механіка та машинобудування. – 2010. – №1. – С. 61–65. 3. *Гончаров В.Г.* Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів : Дис... канд. наук: 05.22.20 – 2008. 4. *Посвятенко Е.К.* Підвищення ресурсу тепловозів на базі технології дискретного зміцнення деталей форсованих дизелів / Е.К. Посвятенко, В.Г. Гончаров, С.С. Д'яченко, М.А. Ткачук // Сучасні технології в машинобудуванні. 36. наукових праць. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – Вип. №5. – С. 60–75. 5. *Посвятенко Е.К.* Качество поверхности, обработанной деформирующим протягиванием / Э.К. Посвятенко, А.М. Розенберг, О.А. Розенберг, Э.И. Гриценко. – Киев: Наук. думка, 1977. – 188 с. 6. *Гончаров В.Г.* Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б.В. Савченков, В.Г. Гончаров, А.Н. Леоненко // Механіка та машинобудування. – Х., 2010. – №1. – С. 44–49. 7. *Ткачук М.А.* Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 148–157. 8. *Шеремет В.М.* Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням // В.М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т.О. Васильєва // Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 150–155. 9. *Д'яченко С.С.* Образование аустенита в железоуглеродистых сплавах. М.: Металлургия, 1982. – 128 с. 10. *Д'яченко С.С.* Физические основы прочности металлов / С.С. Д'яченко, В.Б. Рабухин – Харьков: Вища школа. – 1982. – 315 с. 11. *Dyachenko S.S.* Einfluss der Realstruktur auf Phasenumwandlungen und die Eigenschaften von Stahl / S.S. Dyachenko // Termomechanische Behandlung von Stahl. – Dresden: 1987. – S. 266–280. 12. *Материаловедение.* Учебник / С.С. Д'яченко, И.В. Дощечкина, А.А. Мовлян, Э.И. Плешаков. Под ред. Проф. С.С. Д'яченко. – Харьков: ХНАДУ. 2010. – 464 с. 13. *Д'яченко С.С.* Нанотехнології в сучасному матеріалознавстві – погляд у майбутнє / С.С. Д'яченко // Новий колегіум. – Х., 2010. – №4–5. – С. 16–22. 14. *Гончаров В.Г.* Дискретные покрытия – эффективный способ упрочнения деталей автомобилей / В.Г. Гончаров, Б.В. Савченков, Н.Г. Александров // Сб. докл. Девета научно – техническая конференция с международно участие. "Транспорт, экология – устойчиво развитие" – Варна: Изд. ТУ – Варна. – 2003. – С. 282–289. 15. *Ткачук Н.А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57–79. 16. *Износостойкость* сплавов с дискретными электроискровыми покрытиями / Е.К. Соловых, Б.А. Ляшенко, Э.К. Посвятенко, А.Н. Безрукавый // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн.зб. – К.: НАУ, 2006. – Вип. 46. – С. 160–168. 17. *Посвятенко Е.К.* Низькочастотне іонно-імпульсне азотування як метод інженерії поверхні деталей ДТЗ / Е.К. Посвятенко, В.В. Алексєєв // Вісник Національного транспортного університету: в 2-х ч. – К.: НТУ, 2007. – Вип. 15. – Ч. 1. – С. 25–33. 18. *Вплив* дискретних покриттів та холодного пластичного деформування на дисипативні властивості матеріалів / А.П. Яковлев, Е.К. Посвятенко, О.В. Мельник, А.М. Безрукавый // Вісник Національного транспортного університету: в 2-х ч. – К.: НТУ, 2008. – Вип. 17. – Ч. 1. – С. 22–29. 19. *Посвятенко Э.К.* Повышение износостойкости коленчатых валов форсованных дизелей большой мощности / Э.К. Посвятенко, В.Г. Гончаров, С.С. Д'яченко // Резание и инструмент в технологических системах. 2009. – Вип. 77. – С. 53–65. 20. *Посвятенко Е.К.* Основні напрямки забезпечення високих технічних характеристик форсованих двигунів та важких засобів транспорту / Е.К. Посвятенко // Східно-Європейський журнал передових технологій в газотурбобудуванні. – Харків, 2011. – Вип. 3/10 (51). – С. 53–56. 21. *Посвятенко Е.К.* Безводне азотування в системі методів інженерії поверхні деталей машин / Е.К. Посвятенко, В.В. Алексєєв // Systemy i środki transportu samochodowego. – Rzeszow, 2011. – С. 101–104/

Поступила в редакцію 15.11.11

А.П. ПОПОВ, д-р техн. наук, зав. каф. МКМ НУК им. С.О. Макарова,
Ю.Н. КИПРЕЕВ, канд. техн. наук, профессор каф. МКМ НУК,
О.И. САВЕНКОВ, аспирант каф. МКМ НУК, Николаев

ПОВЫШЕНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ ПУТЕМ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ

Уперше виконане рішення плоскої задачі, що поширюється на моделі контакту циліндра із клином, циліндра із клином, що має в середині горизонтальний виступ, і циліндра із площиною, що імітує умови взаємодії зубів. Отримані залежності для розрахунку максимальних напружень і розмірів ділянки контакту.

Впервые выполнено решение плоской задачи, которое распространяется на модели контакта цилиндра с клином, цилиндра с клином, имеющим в середине горизонтальный выступ, и цилиндра с площадкой, имитирующей условия взаимодействия зубьев. Получены зависимости для расчета максимальных напряжений и размеров участков контакта.

For the first time made the solution of the plane problem, which applies to models of contact of a cylinder with a wedge, a cylinder with a wedge having a horizontal lug in the middle, and a cylinder with the plane, imitating the conditions of interaction between the teeth has been carried out. The dependencies for the calculations of the maximum stresses and the contact area has been obtained.

Постановка проблемы. Создание новых методов расчета зубчатых муфт с продольными модифицированными зубьями, работающими при перекосах осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет работоспособность и эффективность современного машиностроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и новые методы расчетов контактной прочности зубчатых муфт, которая является основным критерием работоспособности зубьев.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по повышению нагрузочной способности зубчатых муфт по контактным напряжениям основаны на новых технических решениях, предусматривающих три направления: профилирование разверток делительных цилиндров зубчатых втулок и обойм; создание трехвенцовых зубчатых втулок и обойм; разработку зубчатых муфт с продольной модификацией наружных и внутренних зубьев [1-8]. Для оценки контактной прочности указанных конструкций зубчатых муфт необходимы решения новых контактных задач. Основой для решения этих задач является новая теория контактной прочности, разработанная проф. А.П. Поповым [9].

Цель работы. Решение плоской задачи применительно к модели контакта наружных бочкообразных зубьев втулки с внутренними скошенными относительно торцов зубьями обоймы, имеющей в средней части горизонтальные выступы.

Изложение основного материала. В качестве объекта исследования используется зубчатая муфта [1], которая вследствие продольной модификации наружных и внутренних зубьев характеризуется равномерным распределением усилий между всеми сопряженными парами зубьев, участвующих в зацеплении.

Для решения задачи воспользуемся, как уже указывалось ранее, новой теорией контактной прочности применительно к упруго сжатым телам. Указанная теория базируется на допущениях и упрощающих предположениях, основные из которых рассмотрим.

Во-первых, контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел, а силы трения на площадке контакта, если они имеют место, не учитываются. Во-вторых, материалы контактирующих друг с другом тел принимаются однородными и изотропными с разными значениями коэффициентов Пуассона ν_1, ν_2 и модулей упругости E_1, E_2 . В третьих, сила F_n , сжимающая тела, создает в зоне контакта только лишь упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука. И, наконец, площадка контакта при сжатии тел считается меньшей величиной по сравнению с площадью тел, подвергаемых сжатию.

Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел предусматривает получение двух равнозначных функций контактных деформаций. Первая функция контактных деформаций определяется с учетом формы зазора между телами до нагружения и характером распределения контактных деформаций между ними после нагружения. Нахождение второй функции контактных деформаций осуществляется на основе обобщенного закона Гука и гипотезы Винклера. При этом гипотеза Винклера используется при решениях не только плоских, но и пространственных контактных задач, что очевидно из [9].

Прежде чем перейти к конкретному решению задачи, остановимся кратко на рассмотрении рис. 1, а, на котором приведена расчетная модель контакта наружного бочкообразного зуба 1 втулки с внутренним скошенным зубом 2 обоймы [1]. Указанное взаимодействие зубьев при возрастании угла скоса зубьев ψ_0 , зависящего от величины угла перекоса осей ψ соединяемых валов агрегатов, сопровождается увеличением контактных напряжений, которые могут достигнуть неприемлемых величин, о чем более подробно будет сказано ниже.

На основании сказанного предлагается более приемлемая расчетная модель контакта зубьев (рис. 1, б), в которой скошенный внутренний зуб 2 в средней части имеет горизонтальный выступ длиной $2a$.

А теперь приступим к решению контактной задачи, обратившись к рис. 1. Здесь на рис. 1, б изображена, как уже указывалось, расчетная модель контакта наружного зуба 1 с внутренним зубом 2 до нагружения, а на рис. 1, в – после нагружения. Из рис. 1, б очевидно, что величина максимального зазора $S(b_0)$ между зубьями 1 и 2 в точке $x = b_0$ имеет вид:

$$S(b_0) = S_1(b_0) + S_2(b_0), \quad (1)$$

где $S_1(b_0) = b_0^2/2R$, $S_2(b_0) = \psi_0(b_0 - a) = \psi_0 b_0(1 - \alpha_0)$ – максимальные зазоры зубьев **1** и **2** относительно оси x ; b_0 – полуширина площадки контакта; a – половина горизонтального выступа, взятая относительно середины зуба **2; $\alpha_0 = a/b_0$ – коэффициент.**

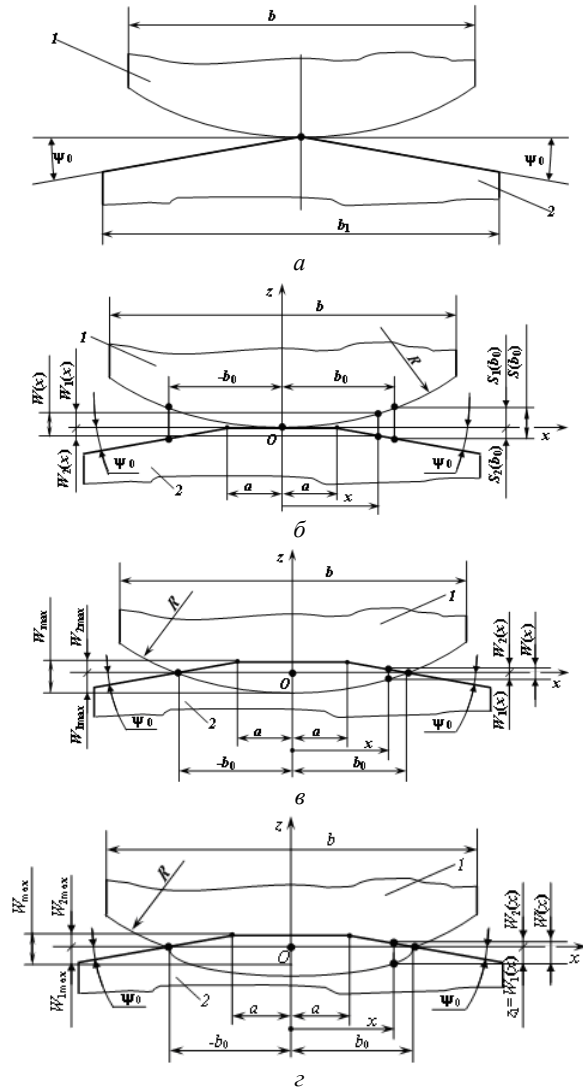


Рис. Расчетные модели контакта зубьев **1** и **2** до ($a, б$) и после нагружения ($в, з$)

По аналогии с уравнением (1), определим в точке x текущее значение зазора между зубьями **1** и **2** в соответствии с рис. 1, б, а именно:

$$S(x) = S_1(x) + S_2(x), \quad (2)$$

где $S_1(x) = x/2R$, $S_2(x) = \psi_0(x - a)$ – зазоры между зубом **1** и осью x , а также между зубом **2** и осью x .

В соответствии с рис. 1, в и выражениями (1) и (2) найдем первую функцию контактных деформаций

$$\begin{aligned} W(x) &= W_1(x) + W_2(x) = [S_1(b_0) - S_1(x)] + [S_2(b_0) - S_2(x)] = \\ &= \frac{b_0^2}{2R} \left[1 - \left(\frac{x}{b_0} \right)^2 \right] + \psi_0 b_0 \left(1 - \frac{x}{b_0} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Из зависимости (3) очевидно, что первое слагаемое его правой части $W_1(x) = [S_1(b_0) - S_1(x)] = \frac{b_0^2}{2R} \left[1 - \left(\frac{x}{b_0} \right)^2 \right]$ характеризует параболический закон изменения функции контактных деформаций. Второе слагаемое зависимости $W_2(x) = [S_2(b_0) - S_2(x)] = \psi_0 b_0 \left(1 - \frac{x}{b_0} \right)$ представляет закон изменения функции $W_2(x)$.

В [9] показано, что при $\sigma_{\max} \leq (100 \dots 120)$ МПа закон изменения функции контактных деформаций при упругом сжатии двух цилиндров либо цилиндра с плоскостью тяготеет к параболическому закону. Если $\sigma_{\max} > (100 \dots 120)$ МПа, функция контактных деформаций является эллиптической.

Однако зависимости для определения максимальных контактных напряжений $\sigma_{\max}$ и полуширины площадки контакта b_0 при параболическом и эллиптическом законах изменения контактных деформаций и напряжений имеют один и тот же вид, за исключением числовых коэффициентов при $\sigma_{\max}$ и b_0 , которые при параболическом законе изменения деформаций и напряжений в $\sqrt{3\pi/8} \approx 1,085$ раза выше типовых, имеющих место при эллиптическом законе указанных функций.

Параболический закон изменения функций деформаций и, как следствие, напряжений, впервые был принят А. Фепплом [10], затем А.Н. Динником [11], А.Н.Петрусевичем [12] в 1934г. при расчетах зубчатых передач и другими исследователями. Р.Бауд под руководством С.П.Тимошенко [13] выполнил экспериментальные исследования, применив оптический метод определения напряжений с учетом параболического закона их изменения. Однако позже, как известно, за

основу расчетов $\sigma_{\max}$ деталей машин и механизмов с начальным линейным контактом была принята общеизвестная формула Герца. На основании изложенного в данной работе, помимо параболического, рассматривается и эллиптический закон изменения контактных деформаций и напряжений.

Определив выражение первой функции контактных деформаций, перейдем к нахождению второй равнозначной функции $W(x)$. При этом воспользуемся законом Гука и гипотезой Винклера [9]. При сжатии зубьев **1** и **2** в случае изменения деформаций в направлении оси x (плоская задача) будем исходить из подчинения сближаемых зубьев гипотезе Винклера, в соответствии с которой запишем

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x), \quad (4)$$

где $W_1(x) = A_1(x) \cdot w(x)$, $W_2(x) = A_2(x) \cdot w(x)$ – упругие перемещения **1** и **2** зубьев, мм; $A_1(x)$, $A_2(x)$ – коэффициенты постели **1** и **2** зубьев, причем $A_1(x) + A_2(x) = A(x)$, мм²/Н; $w(x)$ – функция нагрузки в виде нормальной силы F_n , распределенной по оси x в пределах ширины площадки контакта $2b_0$, Н/мм².

В соответствии с приведенными обозначениями сведем функцию контактных деформаций (4) к виду

$$W(x) = A(x) \cdot w(x). \quad (5)$$

Из зависимости (5) очевидно, что коэффициент постели $A(x)$ является переменной величиной, а это не позволяет осуществить решение рассматриваемой плоской контактной задачи. В связи с этим перейдем от переменной величины коэффициента постели $A(x)$ к нахождению постоянной величины коэффициента постели A . С этой целью заменим реальную величину площади эпюры напряжений равной ей по величине площадью эпюры средних напряжений σ_m , определяемых по формуле

$$\sigma_m = \frac{F_n}{2b_0 h_p}, \quad (6)$$

где $h_p = 2h_a^* m = 1,6m$ – рабочая высота зуба; $h_a^* = 0,8$ – коэффициент высоты головки зубьев; m – модуль зацепления.

В качестве основной зависимости, устанавливающей взаимосвязь между упругими перемещениями W и возникающими в зубьях напряжениями σ , примем выражение [9]

$$W = C_m \sigma, \quad (7)$$

где C_m – размерный параметр, мм/МПа.

Затем, объединив зависимости (6) и (7), полагая $\sigma = \sigma_m$, определим упругое перемещение зубьев

$$W = \frac{C_m F_n}{2b_0 h_p}. \quad (8)$$

Далее, исходя из пропорционального соотношения между контактными напряжениями σ и упругими деформациями в соответствии с законом Гука, полагая $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, запишем в другом виде выражения контактных напряжений, действующих на каждый из зубьев **1** и **2**, а именно:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \frac{\Delta L}{L}; \quad \sigma_2 = \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \frac{\Delta L}{L},$$

где ν_1 и ν_2 – коэффициенты Пуассона, E_1 и E_2 – модули упругости материалов; $\varepsilon = \Delta L/L$ – относительная деформация; ΔL – абсолютная деформация; L – некоторый линейный размер, принимаемый в данной задаче равным ширине площадки контакта $2b_0$ [9].

Зависимость (8) с учетом двух последних уравнений для σ_1 и σ_2 представим в виде двух уравнений упругих перемещений зубьев **1** и **2**, полагая $L = 2b_0$:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = 2C_{m1} \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m1}E_1 \cdot \Delta L}{(1 - \nu_1^2)b_0}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = 2C_{m2} \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m2}E_2 \cdot \Delta L}{(1 - \nu_2^2)b_0}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Исходя из равенства между упругими перемещениями W сопряженной пары зубьев **1** и **2** и абсолютной деформации ΔL , т.е. $W = \Delta L$, определим из уравнений (9) выражения размерных параметров:

$$C_{m1} = \frac{(1 - \nu_1^2)b_0}{E_1}; \quad C_{m2} = \frac{(1 - \nu_2^2)b_0}{E_2}.$$

На основании выражений для C_{m1} и C_{m2} и уравнения (6) с учетом равенства $\sigma_m = \sigma_{m1} = \sigma_{m2} = F_n / 2b_0 h_p$ найдем контактную податливость каждого из зубьев:

$$\delta_{k1} = \frac{C_{m1}\sigma_{m1}}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{2E_1 h_p}; \quad \delta_{k2} = \frac{C_{m2}\sigma_{m2}}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{2E_2 h_p}. \quad (10)$$

Умножив правые части выражений (10) на ширину площадки контакта

$2b_0$, после суммирования определим коэффициент постели:

$$A = 2b_0(\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \frac{b_0}{h_p} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) = \frac{kb_0}{h_p}, \quad (11)$$

где $k = (1-v_1^2)/E_1 + (1-v_2^2)/E_2$ – параметр, характеризующий упругость контактирующих зубьев.

В соответствии со значением коэффициента постели (11) вторая функция контактных деформаций примет окончательный вид

$$W(x) = A \cdot w(x) = \frac{kb_0}{h_p} w(x). \quad (12)$$

С учетом равнозначности функций (3) и (12) запишем уравнение напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев **1** и **2**

$$\begin{aligned} A \int_{-b_0}^{b_0} w(x) dx = AF_n = \frac{b_0^2}{2R} \int_{-b_0}^{b_0} \left(1 - \frac{x^2}{b_0^2} \right) dx + \\ + \psi_0 b_0 \int_{-(b_0-a)}^{b_0-a} \left(1 - \frac{x}{b_0} \right) dx = \frac{2b_0^3}{3R} + \psi_0 b_0^2 (1 - \alpha_0^2) \end{aligned} \quad (13)$$

После подстановки в уравнение (13) правой части выражения (11) запишем квадратное уравнение

$$\frac{2b_0^2}{3R} + \psi_0 b_0 (1 - \alpha_0^2) - \frac{kF_n}{h_p} = 0,$$

исходя из которого определим полуширину площадки контакта

$$b_0 = 0,25 \left[\sqrt{\frac{24kRF_n}{h_p} + [3\psi_0(1 - \alpha_0^2)R]^2} - 3\psi_0(1 - \alpha_0^2)R \right]. \quad (14)$$

Заменяя в функции (5) переменный коэффициент постели $A(x)$ средним значением A , представим функцию $W(x)$ в виде зависимости

$$W(x) = A \cdot w(x) = A \frac{h_p}{h_p} w(x) = Ah_p \sigma(x),$$

из которой определим функцию контактных напряжений

$$\sigma(x) = \frac{w(x)}{h_p} = \frac{W(x)}{Ah_p}. \quad (15)$$

После подстановки в уравнение (15) правой части функции (3) при $x = 0$ найдем максимальное значение контактных напряжений

$$\sigma_{\max} = \frac{b_0^2 + 2Rb_0\psi_0}{2ARh_p}. \quad (16)$$

Заменяя в уравнении (16) параметры A и b_0 правыми частями выражений (11) и (14), представим зависимость для расчета максимальных контактных напряжений в развернутом виде

$$\sigma_{\max} = 0,125 \sqrt{\frac{24F_n}{kRh_p} + \left[\frac{3\psi_0(1 - \alpha_0^2)}{k} \right]^2} + [1 - 0,375(1 - \alpha_0^2)] \frac{\psi_0}{k}. \quad (17)$$

А теперь перейдем к решению задачи, исходя из эллиптического закона изменения функции $W_1(x)$. С этой целью обратимся к рис. 1, в, на котором эпюра функции $W_1(x)$ расположена ниже относительно горизонтальной оси x , и она представляет полуэллипс деформаций с малой a_1 и большой b_0 полуосями, описанный уравнением

$$\frac{z_1^2}{a_1^2} + \frac{x^2}{b_0^2} = 0, \quad (18)$$

из которого следует, что $z_1 = W_1(x)$, $a_1 = W_{1\max} = s_1(b_0) = b_0^2/2R$.

После подстановки значений z_1 и a_1 в выражение (18) запишем функцию $W_1(x)$ в следующем виде

$$W_1(x) = \frac{b_0^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}. \quad (19)$$

В соответствии с выражением (19), функцию (3) представим в виде

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} + \psi_0 b_0 \left(1 - \frac{x}{b_0} \right). \quad (20)$$

С учетом выражения (20) по аналогии с предыдущим решением, получим квадратное уравнение

$$\frac{b_0^2}{4R} + \psi_0(1 - \alpha_0^2)b_0 - \frac{kF_n}{h_p} = 0,$$

из которого определим, опуская промежуточные преобразования, зависимости для расчета полуширины площадки контакта и максимальных напряжений:

$$b_0 = 0,637 \sqrt{\frac{\pi k R F_n}{h_p} + \left[\psi_0 (1 - \alpha_0^2) R \right]^2} - \psi_0 (1 - \alpha_0^2) R; \quad (21)$$

$$\sigma_{\max} = 0,3185 \sqrt{\frac{\pi F_n}{k R h_p} + \left[\frac{\psi_0 (1 - \alpha_0^2)}{k} \right]^2} + 0,6815 \frac{\psi_0 (1 - \alpha_0^2)}{k}. \quad (22)$$

При $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$ имеем $k = 2(1 - \nu^2)/E$, в связи с чем выражения (14), (17) и (21), (22) примут вид

$$b_0 = 0,25 \sqrt{\frac{48(1 - \nu^2) R F_n}{E h_p} + \left[3 \psi_0 (1 - \alpha_0^2) R \right]^2} - 3 \psi_0 (1 - \alpha_0^2) R; \quad (23)$$

$$\sigma_{\max} = 0,125 \sqrt{\frac{12 E F_n}{(1 - \nu^2) R h_p} + \left[\frac{3 \psi_0 (1 - \alpha_0^2) E}{(1 - \nu^2)} \right]^2} + \left[1 - 0,375(1 - \alpha_0) \frac{\psi_0 (1 - \alpha_0^2) E}{2(1 - \nu^2)} \right]; \quad (24)$$

$$b_0 = 0,637 \sqrt{\frac{2 \pi (1 - \nu^2) R F_n}{E h_p} + \left[\psi_0 (1 - \alpha_0^2) R \right]^2} - \psi_0 (1 - \alpha_0^2) R; \quad (25)$$

$$\sigma_{\max} = 0,3185 \sqrt{\frac{\pi E F_n}{2(1 - \nu^2) R h_p} + \left[\frac{\psi_0 (1 - \alpha_0^2) E}{2(1 - \nu^2)} \right]^2} + 0,6815 \frac{\psi_0 (1 - \alpha_0^2) E}{2(1 - \nu^2)}. \quad (26)$$

Зависимости (23) и (24) определяют параболический закон распределения контактных деформаций и напряжений по оси x , а зависимости (25) и (26) – эллиптический закон изменения функций $W(x)$ и $\sigma(x)$.

Найденные выражения, применительно к расчетной модели контакта (рис. 1, *a* и 1, *б*), при определенных условиях можно свести еще к двум моделям контакта. Так, например, при коэффициенте $\alpha_0 = 0$, что соответствует $a = 0$, указанная модель контакта будет сведена к модели контакта (рис.1, *a*). Если принять угол $\psi_0 = 0$ и коэффициент $\alpha_0 = 1$, исходя из равенства $a = b_0$, то в этом случае в качестве расчетной выступает модель контакта цилиндра с плоскостью, в связи с чем уравнения (23), (24) и (25), (26) примут вид:

$$b_0 = 1,652 \sqrt{\frac{R F_n}{E h_p}}; \quad (27); \quad \sigma_{\max} = 0,454 \sqrt{\frac{E F_n}{R h_p}}; \quad (28)$$

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{R F_n}{E h_p}}; \quad (29); \quad \sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{E F_n}{R h_p}}. \quad (30)$$

Из приведенных уравнений очевидно, что зависимости (27) и (28) имеют тот же вид, что (29) и (30), за исключением числовых коэффициентов. При параболическом законе изменения функций $W(x)$ и $\sigma(x)$ числовые коэффициенты в 1,652/1,522 = 0,454/0,418 = 1,085 раза превышают таковые, имеющие место при эллиптическом законе изменения указанных функций, о чем говорилось ранее. При этом нетрудно заметить, что зависимости (29) и (30) идентичны общеизвестным зависимостям Герца, полученным им применительно к модели контакта цилиндра с плоскостью.

Используя полученные выражения, выполним расчет судовой зубчатой муфты, исходя из данных: $z = 40$; $m = 6$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b = 45$ мм – длина наружных зубьев; $b_1 = 50$ мм – длина внутренних зубьев; $h_p = 9,6$ мм; $R = 3000$ мм; $F_n = 6248$ Н; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; угол $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$ рад [8], которому соответствует угол перекося $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад; материал – сталь 18ХНВА; зубья изолированные.

Результаты расчета зубчатой муфты по формулам (25) и (26) приведены в таблице.

Таблица

Результаты расчета зубчатой муфты

Коэффициенты	α_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Максимальные напряжения	$\sigma_{\max}$, МПа	707,6	681,4	601,2	468,3	289,0	82,2
Ширина площадки контакта	$2b_0$, мм	1,811	1,881	2,124	2,695	4,174	9,29
Длина прямолинейного участка	$2a$, мм	0	0,376	0,850	1,617	3,34	9,29

Из таблицы следует, что по мере возрастания коэффициента α_0 за счет увеличения параметра a максимальные контактные напряжения снижаются. Так, например, при $\alpha_0 = 0$ и $a = 0$ (рис. 1, *a*) напряжения $\sigma_{\max} = 707,6$ МПа, а при $\alpha_0 = 1$ и $a = b_0$ указанные напряжения равны 82,2 МПа, т.е. они уменьшаются в 707,6/82,2 = 8,61 раза.

Таким образом, замена существующей модели контакта (рис. 1, *a*) новой

моделью контакта (рис. 1,б) привела к резкому снижению величин максимальных контактных напряжений, что позволило обеспечить надежную работу зубчатых муфт при угле перекоса $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад (см. ГОСТ 5006–55 на зубчатые муфты общего назначения).

В заключение необходимо отметить, что при увеличении угла ψ_0 применительно к модели контакта (рис.1,а) напряжения $\sigma_{\max}$ стремительно возрастают. Если, например, принять угол $\psi_0 = 45^\circ = 0,785$ рад, то в этом случае напряжения $\sigma_{\max} = 62101$ МПа, и они превышают напряжения $\sigma_{\max}$ при $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$ рад. (см. таблицу) в $62101/707,6 = 87,76$ раза.

Выводы

1. Впервые выполнено решение плоской контактной задачи применительно к модели контакта цилиндра с клином, имеющим в середине горизонтальный выступ. Получены выражения максимальных контактных напряжений и ширины площадки контакта.

2. Установлено, что при определенных принятых условиях полученные решения перерождаются в решения двух плоских задач применительно к моделям контакта цилиндра с клином.

Список литературы: 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта /А.П.Попов (СССР).- 4089604/31–27; Заяв.09.07.86; Опубл.30.08.89. Бюл. №32. 2. А.с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта А.П.Попова /А.П.Попов (СССР). – 4441519/31–27; Заяв.15.06.88; Опубл.23.08.90. Бюл. №31. 3. А.с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта А.П.Попова /А.П.Попов (СССР).- 4063606/31–27; Заяв.25.02.86; Опубл.07.05.88. Бюл. №17. 4. А.с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта /А.П.Попов (СССР). – 4142341/31–27; Заяв.05.11.86; Опубл.15.03.90. Бюл. №10. 5. Патент 25103 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Савенков О.І. – U200703093; Заявл. 23.03.07; Опубл. 25.07.07. Бюл. №11. 6. Патент 51954 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Попова Л.О., Савенков О.І. – U201000827; Заявл. 29.01.10; Опубл. 10.08.10. Бюл. №15. 7. Патент 55634 на корисну модель. Україна. Зубчаста муфта /Попов О.П., Попова Л.О., Савенков О.І. – U201004688; Заявл. 20.04.10; Опубл. 27.12.10. Бюл. №24. 8. Попов А.П. Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вісник інженерної академії України. – Київ. – 2010.– № 3-4. – С. 203-209. 9. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев /А.П. Попов. – Николаев: Атолл, 2011. – 774с. 10. Фелпс Л. Напряженное состояние и прочность материала при сжатии тел. Подшипник, №1, 1937. 11. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел. Известия КПИ, 1909. 12. Петрусевич А.И. Расчет зубчатых передач, принятый в ЦКБР. Сборник статей по редукторостроению. Оргаметалл, 1035. 13. Timoshenko S., Baud P. The strength of Gear Teefh. Mechanical Engineering. V. 48, N11, 1924.

Поступила в редколлегию 31.08.2011

УДК 531.8

В.И.СЕРИКОВ, к.т.н., доцент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

ОЦЕНКА СОГЛАСОВАННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ МЕХАНИЗМОВ ДОСТАВКИ СТАНДАРТНЫХ ГРУЗОВ

У статті розглянуто питання використання програмного комплексу, що дозволяє виявити в тому числі і кінематичну неузгодженість елементів конструкції на стадії проектування. Описано проведення аналізу реальної конструкції.

В статье рассмотрен вопрос использования программного комплекса, позволяющего выявить в том числе и кинематическую несогласованность элементов конструкции на стадии проектирования. Описано проведение анализа реальной конструкции.

The article reviewed the use of the software, which allows to identify, including the kinematic inconsistency of structural elements in the design stage. An analysis of the actual design is described.

Постановка задачи. При создании новых механизмов с использованием прототипов нередко возможны кинематические погрешности, обусловленные нелинейными пропорциями прототипа и нового изделия. Это может привести к сбоям в работе отдельных узлов и (или) механизма в целом.

Цель работы – показать применимость разработанного программного комплекса, облегчающего работу проектантов при решении прикладных задач по созданию новой конструкции.

Основная часть работы. При решении задач, связанных с предварительной оценкой тех или иных параметров отдельных узлов и агрегатов, проектирование которых невозможно без анализа динамики их поведения, используется довольно известный математический аппарат. К таким задачам можно отнести разработку механизмов для перемещения стандартных в той или иной степени грузов [1].

Известны классические работы Ассура Л.В., Артоболевского И.И., в которых рассмотрены основы построения механизмов, их классификация и методы кинематического расчета механизмов. В дальнейшем эти работы получили развитие в области динамических расчетов. Стремительное развитие вычислительной техники позволило автоматизировать расчеты, что в свою очередь потребовало разработки новых методов исследования механизмов, их широкой алгоритмизации и формализации. В этом направлении широко известны работы Заблонского К.И., Белоконева И.М. С середины 80-х годов прошлого столетия, в СССР начинает развиваться новое направление в механике — компьютерное составление уравнений движения механических систем. Следует отметить здесь вклад Величенко В.В. (МФТИ), Почтаренко М.В. и др. (Иркутск), Коноплева В.А. и др. (Ленинградский филиал института ма-

шиноведения), Штейнвольфа Л.И., Митина В.Н., Андреева Ю.М., Дружинина Е.И. (ХПИ, Харьков).

В некоторых случаях механизм может быть неработоспособен по причине несоответствия геометрических параметров механизма и траектории, регламентированной ограничителями (направляющими). Такой вариант возможен в случае, если разработчик воспользовался аналогами и изменил геометрические параметры исходя из требований новой конструкции. В этой ситуации для решения второй задачи возможно использование анимационных программ, однако на сборке, насчитывающей десятки взаимосвязанных деталей, информация о том, что имеет место кромочный контакт между несколькими деталями, не даст полной картины происходящего. В этом случае нет ясного ответа на вопрос о том, вследствие чего механизм стал неработоспособен. Точный анализ данной проблемы можно провести только методами ТММ. Программы, дающие возможность анализировать кинематические схемы устройств, которые состоят из плоских механизмов, известны [2-4]. Однако они не дают возможности перейти к сквозному проектированию и свободно обмениваться информацией между модулями для дальнейших исследований.

Разработанный программный комплекс позволяет обойти указанные недостатки. Рассмотрим пример анализа некоторого механизма для доставки стандартных грузов [1].

Был проведен предварительный анализ работоспособности цепи конвейера. Прорисовка положений ведущего и ведомого звена на плоскости фронтальной проекции по результатам анализа кинематики показана на рис. 1.

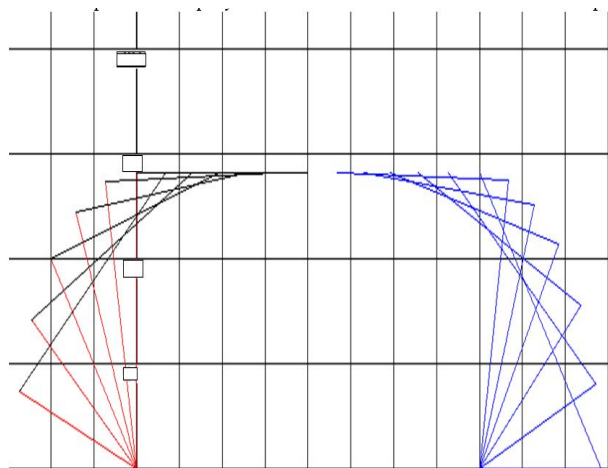


Рис. 1. Прорисовка траектории звеньев по результатам расчетов

Результаты расчетов для верхней части цепи представлены в виде графиков на рис. 2.

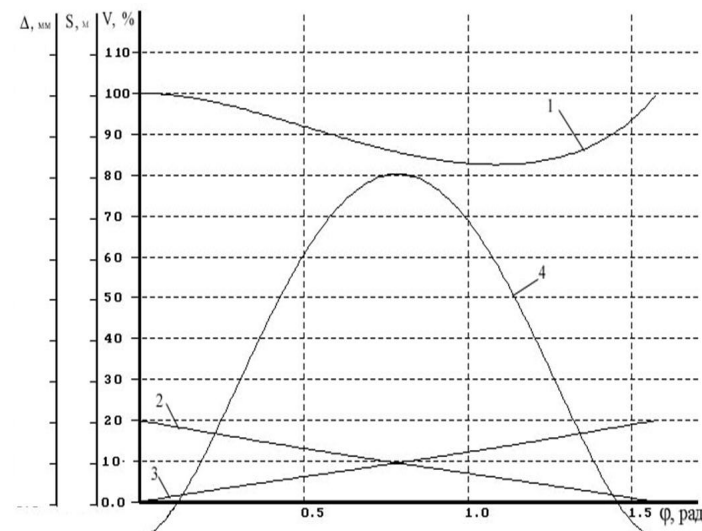


Рис. 2. Скорости и перемещения точки A_2 в зависимости от угла поворота звездочки:

1 – скорость; 2, 3 – линейные перемещения точки A_2 соответственно на сбегающей и набегающей ветвях; 4 – разница между линейными перемещениями 2 и 3

Анализ всей замкнутой цепи позволил выявить противоречия между геометрией механизма и требованиями кинематического соответствия его элементов.

Как видно из рис. 2, скорость точки A_2 (набегающий на звездочку шарнир цепи) нелинейно изменяется в пределах 20% от максимальной величины, что приводит к динамическим нагрузкам на цепь, абсолютные величины которых зависят от угловой скорости ведущей звездочки механизма. Нелинейность имеет ярко выраженный несимметричный характер. При одинаковом повороте ведущей и ведомой звездочек точка A_2 набегаёт на ведущую звездочку, и одновременно такой же процесс происходит на ведомой, только в зеркальном отражении. Следовательно, скорость цепи в пределах одной ветви (как на набегающей ветви цепи, так и сбегающей) имеет различные значения. Очевидно, что при однозначной кинематике механизма это должно приводить к его заклиниванию.

Расчет показывает, что при идеально жестких цепи и направляющих разность перемещений т. A_2 для двух звездочек может достигать нескольких мм. Хотя реально за счет податливости цепи эта разница будет меньше, но все же она должна приводить если не к заклиниванию цепи, то, по крайней мере, к "заеданию" механизма.

Аналогичный результат был получен при анализе с помощью другой

расчетной схемы, позволяющей проследить изменение угла поворота ведомой звездочки в зависимости от угла поворота ведущей (рис. 3).

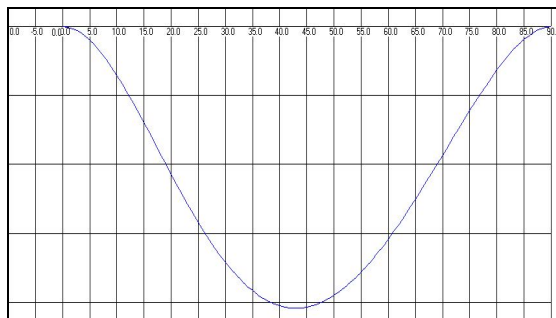


Рис. 3. Расхождение углов поворота ведущей и ведомой звездочек в зависимости от угла поворота ведущей

В результате анализа указанной проблемы предложены несколько технических решений, направленных на устранение разницы перемещений ведомого и ведущего звеньев, приводящих к заклиниванию механизма. Использование различных расчетных схем было обусловлено особенностями рассматриваемых вариантов.

В качестве одного из решений, позволяющих синхронизировать углы поворота ведомой и ведущих звездочек, было предложено изменение текущего радиуса ведомой звездочки таким образом, чтобы в проекции на горизонтальную ось оно компенсировало увеличение длины цепи. На рис. 4 показана траектория ролика ведомого звена, при которой разность указанных углов не превышает 0,001 радиана.

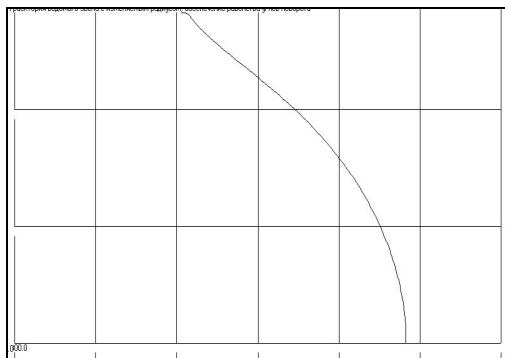


Рис. 4. Траектория ролика ведомого звена в проекции на фронтальную плоскость (начало координат совпадает с центром звездочки)

Выводы. Разработанные рекомендации и программный комплекс позволяют решать прикладные конструкторские задачи. Учитывая указанные особенности кинематики, спроектирован профиль, который удовлетворяет заданному условию равенства перемещений верхней и нижней ветвей.

Список литературы: 1. Медведев Н.Г., Абляскин О.И., Сериков В.И. Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов // Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD'97". 12-14 мая 1997 г. Харьков: ХГПУ. 1996. Ч.3. С. 344. 2. Евченко К. Как выбрать CAD-систему // САПР и графика. – 2002. – №5. – С. 85-86. 3. Малов М. Библиотеки стандартных элементов в SolidWorks. Ч. 2 // САПР и графика. – 2002. – № 7. – С. 44-48. 4. Зайков М. Комплекс ТехноПро /Шестерни для проектирования и моделирования изготовления зубчатых колес // САПР и графика. – 2002. – № 7. – С. 53-55.

Поступила в редколлегию 12.04.11

УДК 621.833

В. В. СТАВИЦКИЙ, канд. техн. наук, доц., ВНУ им. В. Даля, Луганск;
П. Л. НОСКО, д-р техн. наук, проф., проректор ВНУ им. В. Даля, Луганск

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КПД В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Получены аналитические выражения для оценки потерь мощности вследствие трения скольжения и качения в зубчатом зацеплении. Выявлены основные факторы, влияющие на эффективность эвольвентной зубчатой передачи.

Отримані аналітичні вирази для оцінки втрат потужності внаслідок тертя ковзання та качення в зубчастому зацепленні. З'ясовані основні чинники, що впливають на ефективність евольвентної циліндричної зубчастої передачі.

Analytical expressions are got for the estimation of sliding and rolling power losses in the mesh teethes. Basic factors, influencing on efficiency of gearing, are exposed.

Постановка проблемы. Развитие современных энергетических машин идет по пути увеличения скоростей вращения с целью увеличения их мощности при снижении массы и габаритов деталей передач. Например, в современном турбостроении окружные скорости зубчатых колес достигают 120 м/с, а передаваемые мощности – 100 МВт и более. При таких параметрах даже при высоких значениях КПД потери в зубчатом редукторе составляют десятки киловатт. С целью достоверной комплексной оценки влияния геометрических параметров и условий эксплуатации на эффективность функционирования зубчатых передач необходимо иметь аналитическое выражение для

расчета потерь мощности вследствие трения скольжения и качения. Такая оценка позволит провести поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач.

Анализ литературы. Изучение трения в зубчатых передачах имеет длительную историю, и в значительной мере связано с трудами известных ученых механиков В.А. Гавриленко, Х.Ф. Кетова, Н.И. Колчина, В.Н. Кудрявцева, Д.Н. Решетова и др. [1-6]. Все авторы отмечают, что с увеличением скорости вращения зубчатых колес коэффициент трения уменьшается, а, следовательно, уменьшаются и потери мощности в передаче. К таким же выводам привели и экспериментальные исследования [7-11]. Однако, предлагаемый в работах [4, 5] метод учета влияния скорости качения зубьев на коэффициент трения с помощью графиков и номограмм является трудоемким и неточным. В работах [12-16] получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать потери мощности, независимые от нагрузки (аэрогидродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес, элементов подшипников и уплотнений, потери вследствие периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в защемленном между зубьями объеме), в функции геометрических параметров и частоты вращения зубчатых колес. Результаты этих исследований показали, что с ростом частоты вращения потери мощности возрастают практически по кубической зависимости. Анализ приведенных литературных источников приводит к качественному выводу о существовании окружной скорости, при которой потери мощности в зубчатой передаче будут минимальны, а КПД соответственно максимальным. Для количественной комплексной оценки влияния геометрических параметров и условий эксплуатации зубчатых передач на эффективность их функционирования необходимо иметь аналитическую зависимость КПД передачи от окружной скорости колес.

Цель статьи. Получить аналитическую зависимость, дающую возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать потери мощности на трение качения и скольжения в зубчатом зацеплении. Провести анализ влияния ключевых геометрических параметров и условий эксплуатации зубчатых передач.

1. Определение коэффициента потерь мощности вследствие трения скольжения зубьев. На рис. 1 изображен момент контакта зубьев в т. С, находящейся на произвольном расстоянии y от полюса зацепления Р. Участок линии $\overline{AE}$ и $\overline{DB}$ соответствует двухпарному зацеплению, а участок $\overline{ED}$ – однопарному. Отрезки $\overline{AD}$ и $\overline{EB}$ равны основному шагу: $\overline{AD} = \overline{EB} = p_b$. Обозначим $\overline{AP} = L_1$; $\overline{PB} = L_2$; $\overline{EP} = a$; $\overline{PD} = b$.

Обозначенные длины отрезков могут быть определены из геометрии эвольвентного зубчатого зацепления:

$$\overline{AP} = L_1 = AN_2 - PN_2 = r_{b_2} \cdot (tg\alpha_{a_2} - tg\alpha_w) = r_{b_2} \cdot \tau_2 \cdot \chi_2; \quad (1)$$

$$\overline{PB} = L_2 = BN_1 - PN_1 = r_{b_1} \cdot (tg\alpha_{a_1} - tg\alpha_w) = r_{b_1} \cdot \tau_1 \cdot \chi_1; \quad (2)$$

$$\overline{EP} = a = p_b - L_2 = r_{b_1} \cdot (\tau_1 - tg\alpha_{a_1} + tg\alpha_w) = r_{b_1} \cdot \tau_1 \cdot (1 - \chi_1); \quad (3)$$

$$\overline{PD} = b = p_b - L_1 = r_{b_2} \cdot (\tau_2 - tg\alpha_{a_2} + tg\alpha_w) = r_{b_2} \cdot \tau_2 \cdot (1 - \chi_2), \quad (4)$$

где $\chi_2 = \frac{tg\alpha_{a_2} - tg\alpha_w}{\tau_2}$ и $\chi_1 = \frac{tg\alpha_{a_1} - tg\alpha_w}{\tau_1}$ – коэффициенты, сумма кото-

рых равна коэффициенту перекрытия ε ; $\varepsilon = \chi_1 + \chi_2$; $tg\alpha_{a_1} = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2}}{r_{b_1}} = \sqrt{A_1^2 - 1}$;

$$tg\alpha_{a_2} = \frac{\sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2}}{r_{b_2}} = \sqrt{A_2^2 - 1}; \quad A_1 = \frac{r_{a_1}}{r_{b_1}} = \frac{1 + (h_a^* + x_1)/z_1}{\cos\alpha}; \quad A_2 = \frac{r_{a_2}}{r_{b_2}} = \frac{1 + (h_a^* + x_2)/z_2}{\cos\alpha};$$

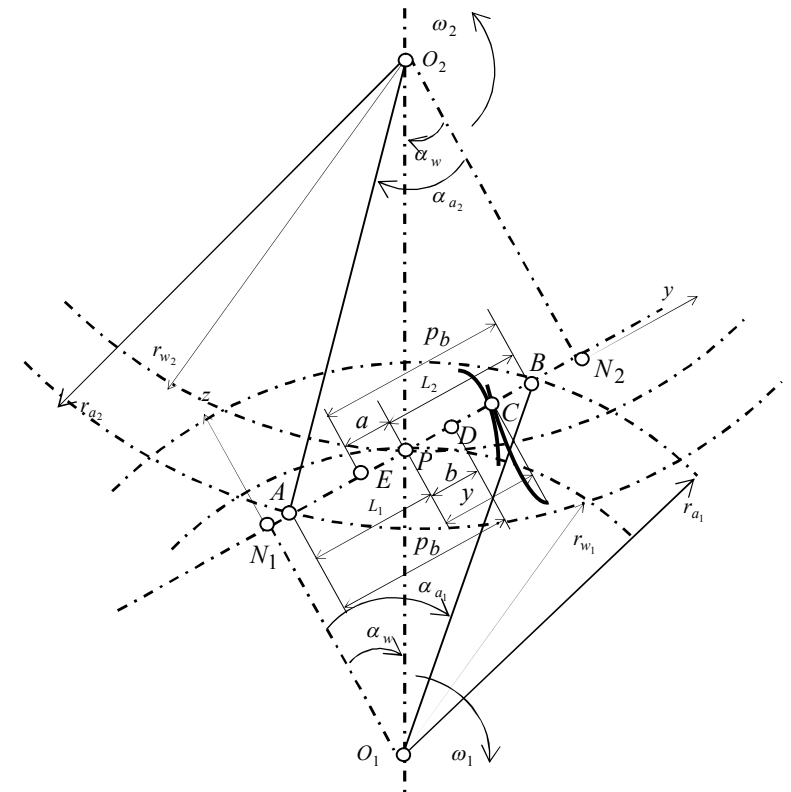


Рис. 1. Схема перемещения точки зацепления колес по углу поворота

p_b – основной шаг зацепления, м; r_{a_1} , r_{a_2} – радиусы окружностей вершин шестерни и колеса соответственно, м; r_{b_1} , r_{b_2} – радиусы основных окружностей шестерни и колеса соответственно, м; α – угол станочного зацепления; α_w – угол эксплуатационного зацепления; x_1 , x_2 – коэффициенты смещения шестерни и колеса соответственно.

Работа сил трения определена следующим образом

$$A_f = \int F_f \cdot |V_s| \cdot dt = \int F_f \cdot \left| \frac{V_s}{V_t} \right| \cdot dy, \quad (5)$$

где $V_s = y \cdot (\omega_1 + \omega_2)$ – относительная мгновенная скорость скольжения сопряженных профилей зубьев, м/с; $F_f = f \cdot F_n$ – сила трения, Н; $V_t = \omega_1 \cdot r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w$ – скорость точки зацепления боковых поверхностей зубьев, м/с; $F_n = \frac{T_1}{r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w}$ – нормальное усилие, действующие на зубья передачи, Н; f – коэффициент трения в зубчатой паре; ω_1 , ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса соответственно, м/с; r_{w_1} – радиус начальной окружности шестерни, м; T_1 – крутящий момент на валу шестерни передачи, Нм.

Ниже рассмотрены два случая расчета коэффициента потерь мощности вследствие трения качения.

В первом случае принято, что коэффициент трения в зубчатой передаче постоянный, но различный для двухпарного и однопарного зацепления $f_1 \neq f_2 = \text{const}$. Тогда работа сил трения на участке двухпарного зацепления (на участках $\overline{AE}$ и $\overline{DB}$) определяется определенным интегралом (5) в соответствующих пределах

$$A_{f_2} = \frac{\left(\frac{1}{r_{w_1}} + \frac{1}{r_{w_2}} \right) T_1 \cdot f_2}{2 \cdot r_{w_1} \cdot \cos^2 \alpha_w} \cdot \left(\int_{-L_1}^{-a} |y| \cdot dy + \int_b^{L_2} |y| \cdot dy \right) = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{T_1 \cdot f_2 \cdot \left[(L_1^2 + L_2^2) - (a^2 + b^2) \right]}{4 \cdot r_{w_1}^2 \cdot \cos^2 \alpha_w}.$$

Аналогично для однопарного зацепления (участок $\overline{ED}$)

$$A_{f_1} = \frac{\left(\frac{1}{r_{w_1}} + \frac{1}{r_{w_2}} \right) \cdot T_1 \cdot f_1}{r_{w_1} \cdot \cos^2 \alpha_w} \cdot \left(\int_{-a}^0 |y| \cdot dy + \int_0^b |y| \cdot dy \right) = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{T_1 \cdot (a^2 + b^2) \cdot f_1}{2 \cdot r_{w_1}^2 \cdot \cos^2 \alpha_w}.$$

Суммарные потери работы на трение на всем протяжении линии зацепления

$$A_f = A_{f_2} + A_{f_1} = \frac{T_1 \cdot (u+1) \cdot \left[f_2 \cdot (L_1^2 + L_2^2) + (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (a^2 + b^2) \right]}{4u \cdot r_{w_1}^2 \cdot \cos^2 \alpha_w}. \quad (6)$$

Подставив в (6) выражения (1), (2), (3) и (4) получим окончательно работу, затраченную на трение

$$A_f = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{T_1 \cdot r_{b_1}^2 \cdot \tau_1^2}{4 \cdot r_{w_1}^2 \cdot \cos^2 \alpha_w} \cdot \left[f_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) - (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (\varepsilon - 1) \right]. \quad (7)$$

Передаваемая зубчатой передачей работа определяется произведением

$$A_z = F_n \cdot p_b = \frac{T_1 \cdot r_{b_1} \cdot \tau_1}{r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w}. \quad (8)$$

Коэффициент потерь мощности вследствие трения скольжения сопряженных поверхностей зубьев

$$\psi_f = \frac{A_f}{A_z} = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{r_{b_1} \cdot \tau_1}{2 \cdot r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w} \cdot \left[f_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) - (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (\varepsilon - 1) \right]. \quad (9)$$

При равенстве коэффициентов трения в однопарном и двухпарном зацеплениях $f_1 = f_2 = f$ в нулевых зубчатых колесах $r_{w_1} = r_1$ и $\cos \alpha_w = \cos \alpha$ выражение (9) значительно упрощается и приобретает вид, аналогичный [3]:

$$\psi_f = \frac{A_f}{A_z} = f \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{\pi}{z_1} \cdot \left[(\chi_1^2 + \chi_2^2) - (\varepsilon - 1) \right]. \quad (10)$$

Во втором случае предполагается, что коэффициент трения в зубчатой передаче переменный по скорости сопряженных поверхностей, но одинаковый при двух- и однопарном зацеплениях $f_1 = f_2 = f = \text{var}$. В зависимость (5) подставляется значение коэффициента трения, полученное экспериментально многими авторами [7-11], например, Мишариным Ю.А. [7], в диапазоне коэффициента трения $0,02 < f < 0,08$;

$$f = \frac{0,325}{(\nu \cdot V_s \cdot V_r)^{0,25}}, \quad (11)$$

где V_r – относительная мгновенная скорость качения сопряженных профилей зубьев, м/с; ν – кинематическая вязкость смазочного материала, сСт.

$$A_f = \int \frac{0,325}{(\nu \cdot V_s \cdot V_r)^{0,25}} \cdot F_n \cdot \left| \frac{V_s}{V_t} \right| \cdot dy = \int \frac{0,325}{(\nu \cdot V_r)^{0,25}} \cdot \frac{T_1}{r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w} \cdot \left| \frac{V_s^{0,75}}{V_t} \right| \cdot dy. \quad (12)$$

Скорости скольжения и качения поверхностей сопрягающихся зубьев определяются, соответственно, как разность и сумма касательных составляющих

$$V_s = V_{k_1}^{\tau} - V_{k_2}^{\tau} = \omega_1 \cdot y \cdot \frac{1+u}{u}, \quad V_r = V_{k_1}^{\tau} + V_{k_2}^{\tau} = \omega_1 \cdot \left(r_{b1} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + y \cdot \frac{u-1}{u} \right), \quad (13)$$

где $V_{k_1}^{\tau} = \omega_1 r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{k_1} = \omega_1 (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_w + y)$, $V_{k_2}^{\tau} = \omega_2 r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{k_2} = \omega_2 (r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_w - y)$,

$$\operatorname{tg} \alpha_{k_1} = \frac{PN_1 + y}{r_{b1}} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{y}{r_{b1}}, \quad \operatorname{tg} \alpha_{k_2} = \frac{PN_1 - y}{r_{b2}} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{y}{r_{b2}} \quad (\text{см. рис. 1}).$$

Среднеинтегральное значение скорости качения

$$V_r^m = \frac{1}{AB} \int_{-AP}^{PB} \omega_1 \cdot \left(r_{b1} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + y \cdot \frac{u-1}{u} \right) dy = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right].$$

Подставляя полученное выражение для скоростей скольжения и качения в уравнение (12), получим выражения для определения работы сил трения

$$A_f = \int \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75}}{v^{0,25} \cdot r_{b1}^{2,25} \cdot \omega_1^{0,5} \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right]^{0,25}} \cdot |y^{0,75}| \cdot dy. \quad (14)$$

Для двухпарного зацепления (на участках $\overline{AE}$ и $\overline{DB}$) работа сил трения определится интегрированием в пределах от $-L_1$ до $-a$ и от b до L_2

$$A_{f_2} = \frac{0,325 \cdot \left[(L_1^{1,75} + L_2^{1,75}) - (a^{1,75} + b^{1,75}) \right] \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75}}{7 \cdot v^{0,25} \cdot r_{b1}^{2,25} \cdot \omega_1^{0,5} \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right]^{0,25}}. \quad (15)$$

Аналогично для однопарного зацепления (участок $\overline{ED}$) интегрированием в пределах от $-a$ до 0 и от 0 до b получим

$$A_{f_1} = \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \cdot (a^{1,75} + b^{1,75})}{3,5 \cdot v^{0,25} \cdot r_{b1}^{2,25} \cdot \omega_1^{0,5} \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right]^{0,25}}. \quad (16)$$

Суммарные потери работы на трение на всем протяжении линии зацепления равны

$$A_f = A_{f_2} + A_{f_1} = \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \cdot \left[(L_1^{1,75} + L_2^{1,75}) + (a^{1,75} + b^{1,75}) \right]}{7 \cdot v^{0,25} \cdot r_{b1}^{2,25} \cdot \omega_1^{0,5} \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right]^{0,25}}.$$

С учетом зависимостей (1)-(4) окончательно потери работы вследствие сил трения скольжения в зубчатой передаче равны

$$A_f = \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \cdot \tau_1^{1,75} \cdot \left[(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}] \right]}{7 \cdot v^{0,25} \cdot r_{b1}^{0,5} \cdot \omega_1^{0,5} \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2} \right]^{0,25}} \quad (17)$$

С учетом выражения (8) для определения передаваемой зубчатой передачей работы коэффициент потерь определится следующим образом

$$\psi_f = 0,0464 \cdot \frac{\left(\frac{1+u}{u} \right)^{0,75} \cdot \tau_1^{0,75} \cdot \left[(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}] \right]}{v^{0,25} \cdot V_{okp}^{0,5} \cdot \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \tau_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u} \right]^{0,25}}. \quad (18)$$

Допуская, что эмпирическая зависимость [7] работоспособна и при средних значениях скоростей скольжения и качения, необходимо определить границы применимости зависимости (18).

Среднеинтегральное значение произведения скоростей скольжения и качения:

$$\begin{aligned} (V_s \cdot V_r)_m &= \frac{\omega_1^2}{AB} \int_{-AP}^{PB} \left(y \cdot \frac{1+u}{u} \right) \cdot \left(r_{b1} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + y \cdot \frac{u-1}{u} \right) \cdot dy = \\ &= \frac{u^2 - 1}{u^2} \cdot V_{okp}^2 \cdot \tau_1^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \left(\frac{(\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{(u-1) \cdot \tau_1} + \frac{\chi_1^3 + \chi_2^3}{3} \right). \end{aligned}$$

Тогда среднее за период зацепления значение коэффициента трения

$$f_m = \frac{0,325}{[v(V_s V_r)_m]^{0,25}} = \frac{0,325}{\sqrt{V_{okp} \cos \alpha} \left[v \frac{u^2 - 1}{u^2} \left(\frac{(\chi_1^2 + \chi_2^2) u \operatorname{tg} \alpha_w}{(u-1) \cdot \tau_1} + \frac{\chi_1^3 + \chi_2^3}{3} \right) \right]^{0,25}}.$$

Тогда

$$V_{окр} = \frac{0,1056}{\sqrt{v \cdot \frac{u^2 - 1}{u^2} \cdot \left(\frac{(\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{(u-1) \cdot \tau_1} + \frac{\chi_1^3 + \chi_2^3}{3} \right) \cdot f_m^2 \cdot \tau_1 \cdot \cos \alpha}} \quad (19)$$

На рис. 2 приведен диапазон окружных скоростей в зубчатой передаче, в котором применима зависимость (18) для определения коэффициента потерь вследствие трения скольжения при различных значениях передаточного отношения и чисел зубьев и вязкости смазочного масла 30 Сст. Анализ рис. 2 показывает, что с ростом числа зубьев диапазон применения представленных в настоящей статье зависимостей увеличивается. С использованием выражения (18) появляется возможность с минимальными затратами вычислительных усилий количественно оценивать потери мощности на трение качения и скольжения в зубчатом зацеплении и проводить анализ влияния ключевых геометрических параметров и условий эксплуатации зубчатых передач. Анализ представленной на рис. 3 зависимости коэффициента потерь вследствие трения скольжения от числа зубьев шестерни и передаточного числа показывает, что с увеличением числа зубьев и передаточного числа потери в зубчатой передаче уменьшаются.

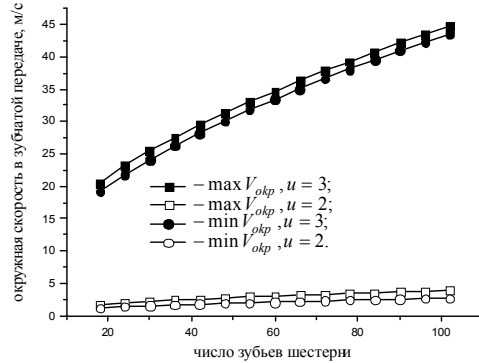


Рис. 2. Диапазон окружных скоростей, в котором применима зависимость (18) при различных значениях передаточного отношения, чисел зубьев и вязкости смазочного масла 30 Сст

2. Определения потерь мощности вследствие трения качения. Случай качения сопряженных боковых поверхностей двух зубьев цилиндрических прямозубых колес можно рассматривать как качение двух круговых цилиндров радиусов ρ_1 и ρ_2 в плоскости чертежа. Если оси цилиндров параллельны, поверхность контакта превращается в узкий прямоугольник.

Половина ширины площадки сжатия этих цилиндров в случае их покоя обычно принимается равной [17]:

$$a = 1,128 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \cdot \frac{[E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]}{2 \cdot E_1 \cdot E_2}}, \quad (20)$$

где $q = \frac{F_n}{b} = \frac{T_1}{b \cdot r_{w1} \cdot \cos \alpha_w}$ – нагрузка, приходящаяся на единицу длины кон-

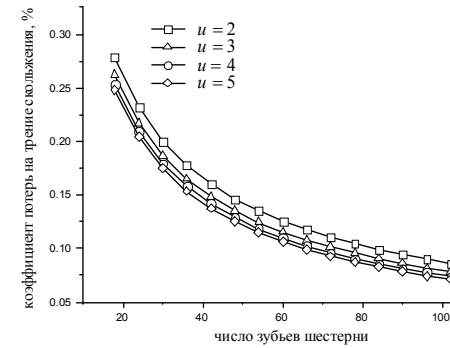


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь трения скольжения от числа зубьев шестерни и передаточного отношения при окружной скорости 20 м/с и вязкости смазочного масла 100 Сст



Рис. 4. Площадка сжатия двух цилиндров, находящихся в покое

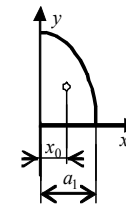


Рис. 5. Площадка сжатия двух катящихся цилиндров

тактной полоски, Н/м²; b – ширина зубчатого венца колеса, м; E_1 и E_2 – модули упругости материалов сопряженных зубчатых колес, МПа; ν_1 и ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов сопряженных зубчатых колес; ρ_1 , ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент шестерни и колеса соответственно, м.

В случае качения цилиндров полагаем, что вся нагрузка будет действовать только на одну половину площадки и распределение нагрузки на ней будут близки к таковым при двойной нагрузке в состоянии покоя (рис. 4) и, следовательно,

$$a_1 = 1,128 \cdot \sqrt{2 \cdot q \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \cdot \frac{[E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]}{2 \cdot E_1 \cdot E_2}} \quad (21)$$

Как известно [17], эпюра напряжений сжатия у неподвижных цилиндров имеет вид полуэллипса (см. рис. 4), а у катящихся цилиндров – вид четверти эллипса (рис. 5).

Координата центра тяжести площади четверти эллипса $x_0 = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot a_1$ является плечом момента сопротивления качению и равна коэффициенту трения качения C_k .

Следовательно, $C_k = x_0 = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot a_1$ или

$$C_k = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot 1,128 \cdot \sqrt{2 \cdot q \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \cdot \frac{[E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]}{2 \cdot E_1 \cdot E_2}} \quad (22)$$

Переходя к случаю качения боковых поверхностей пары сопряженных зубьев цилиндрических колес $\rho_1 + \rho_2 = r_1 \cdot (1 + u) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \alpha$, получаем:

$$C_k = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot 1,128 \cdot \sqrt{\frac{T_1}{b \cdot r_1^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{(1 + u) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{[E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]}{2 \cdot E_1 \cdot E_2}}$$

Подставив значения минимально возможных ширины зубчатого венца и радиуса делительной окружности из условия прочности по контактным напряжениям [18]

$$b \cdot r_1^2 = \frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{\cos \beta}{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot [E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]},$$

получим коэффициент трения качения в функции переменных радиусов кривизны эвольвент сопряженных профилей зубьев

$$C_k = [\sigma_H] \cdot \left(\frac{[E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]}{2 \cdot E_1 \cdot E_2} \right) \cdot \frac{3 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha_w}{\sqrt{\pi} \cdot (1+u)} \cdot \sqrt{\frac{u \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{K_H \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha}}. \quad (23)$$

После подстановки численных значений констант и обозначив

$$E_{np}^* = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{[E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]},$$

для некорригированных колес $\alpha_w = \alpha$; $r_{w1} = r_1$ выражение (23) упрощается

$$C_k = 3 \cdot \frac{u}{(1+u)} \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \cdot \sqrt{\frac{\rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}}. \quad (24)$$

Работа трения качения определится следующим образом

$A_k = \int C_k \cdot F_n \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot dt$. Приняв во внимание, что $\frac{dy}{dt} = \omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha$ и подставив $dt = \frac{dy}{\omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha}$, получим выражение для определения работы сил трения качения

$$A_k = \int C_k \cdot \frac{T_1}{r_1^2 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{(1+u)}{u} \cdot dy. \quad (25)$$

Подставляя выражение (23) для коэффициента трения качению, получим

$$A_k = 3 \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \cdot \frac{T_1}{r_1^2 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \int \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot dy. \quad (26)$$

Таким образом, определение работы трения сводится к вычислению интеграла $\int \sqrt{\rho_1 \cdot \rho_2} \cdot dy$. Радиус кривизны эвольвенты шестерни можно представить в виде произведения $\rho_1 = \bar{N}_1 \bar{C} = \bar{N}_1 \bar{P} + y = r_{b1} \cdot tg \alpha_w + y$ (см. рис. 1).

Аналогично радиус кривизны эвольвенты колеса $\rho_2 = \bar{N}_2 \bar{C} = \bar{N}_2 \bar{P} + y = r_{b2} \cdot tg \alpha_w - y$. Тогда $\rho_1 \cdot \rho_2 = (r_{b1} \cdot tg \alpha_w + y) \cdot (r_{b2} \cdot tg \alpha_w - y)$, или

$$\int \sqrt{\rho_1 \cdot \rho_2} \cdot dy = r_{b1} \cdot tg \alpha_w (1+u) \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{y}{r_{b1} \cdot tg \alpha_w}\right)}{(1+u)}} \left[1 - \frac{\left(1 + \frac{y}{r_{b1} \cdot tg \alpha_w}\right)}{(1+u)} \right] dy. \quad (27)$$

Проведя соответствующие замены, интеграл (27) может быть приведен сначала к виду $\int \sqrt{x \cdot (1-x)} \cdot dx$, а потом и к форме табличного интеграла

$\int \sqrt{a^2 - (x-a)^2} \cdot dx$, решением которого является

$$\frac{a^2}{2} \cdot \arcsin \frac{x-a}{a} + \frac{x-a}{2} \cdot \sqrt{a^2 - (x-a)^2}.$$

Подставляя $x = \frac{\left(1 + \frac{y}{r_{b1} \cdot tg \alpha_w}\right)}{(1+u)}$; $dx = \frac{dy}{r_{b1} \cdot (1+u) \cdot tg \alpha_w}$; $a = 1/2$, на участке

однопарного зацепления (участок $\bar{E}\bar{D}$ на рис. 1) определенный интеграл равен

$$H_1 = \int_{-\bar{x}_a}^{\bar{x}_b} \sqrt{x \cdot (1-x)} \cdot dx = \frac{1}{8} \left[\left(Z_a \sqrt{1-Z_a^2} + \arcsin Z_a \right) + \left(Z_b \sqrt{1-Z_b^2} + \arcsin Z_b \right) \right],$$

где $Z_a = 2 \cdot x_a - 1$; $\bar{x}_a = \left[\frac{\tau_1 \cdot (1-\chi_1)}{tg \alpha_w} + 1 \right] \cdot \frac{1}{(u+1)}$; $\bar{x}_b = \left[\frac{\tau_1 \cdot (1-\chi_2)}{tg \alpha_w} + 1 \right] \cdot \frac{1}{(u+1)}$;

$Z_b = 2 \cdot x_b - 1$.

Определенный интеграл на участках двухпарного зацепления (на участках $\bar{A}\bar{E}$ и $\bar{D}\bar{B}$ рис. 1):

$$H_2 = \int_{-\bar{x}_{L1}}^{-\bar{x}_a} \sqrt{x \cdot (1-x)} \cdot d\bar{x} + \int_{\bar{x}_b}^{\bar{x}_{L2}} \sqrt{x \cdot (1-x)} \cdot d\bar{x} = \frac{1}{8} \left(Z_{L1} \sqrt{1-Z_{L1}^2} + \arcsin Z_{L1} \right) + \frac{1}{8} \left(Z_{L2} \sqrt{1-Z_{L2}^2} + \arcsin Z_{L2} \right) - H_1,$$

где $Z_{L1} = 2 \cdot x_{L1} - 1$; $\bar{x}_{L2} = \left[\frac{\tau_1 \cdot \chi_1}{tg \alpha_w} + 1 \right] \cdot \frac{1}{(u+1)}$; $\bar{x}_{L1} = \left[\frac{\tau_1 \cdot \chi_2}{tg \alpha_w} + 1 \right] \cdot \frac{1}{(u+1)}$;

$$Z_{L_2} = 2 \cdot x_{L_2} - 1.$$

Окончательно выражение для определения работы сил трения качения в зубчатой передаче

$$A_k = 3 \cdot T_1 \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \cdot \frac{(u+1)^2}{4} \cdot tg^2 \alpha_w \cdot H, \quad (28)$$

где $H = H_1 + H_2 \cdot \sqrt{2}/2$

С учетом (8) коэффициент потерь вследствие трения качения

$$\psi_k = \frac{A_k}{A_3} = 3 \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \cdot \frac{(u+1)^2}{4 \cdot \tau_1} \cdot tg^2 \alpha_w \cdot H. \quad (29)$$

Механический коэффициент полезного действия эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи определяется известной формулой

$$\eta_m = 1 - (\psi_f + \psi_k). \quad (30)$$

На рис. 6 изображена зависимость коэффициента потерь трения качения от числа зубьев шестерни. Тенденция изменения коэффициента потерь аналогична трению скольжения – с ростом числа зубьев коэффициент потерь убывает по степенной зависимости. Необходимо также отметить, что потери трения качения на порядок меньше потерь трения скольжения.

На рис. 7 изображена зависимость механического КПД зубчатой передачи от скорости вращения вала шестерни при передаточном отношении, равном 3, и числе зубьев шестерни, равном 20. Анализ показывает, что с ростом скорости вращения шестерни и вязкости смазочного масла коэффициент полезного действия зубчатой передачи увеличивается.

Выводы.

1. Предложены аналитиче-

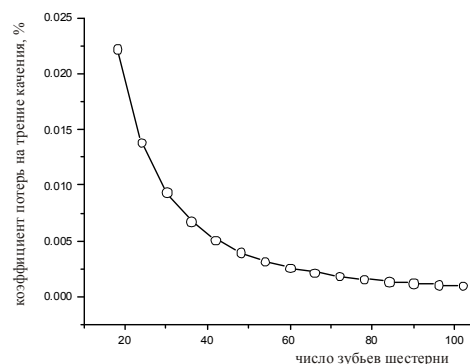


Рис. 6. Зависимость коэффициента потерь трения качения от числа зубьев шестерни

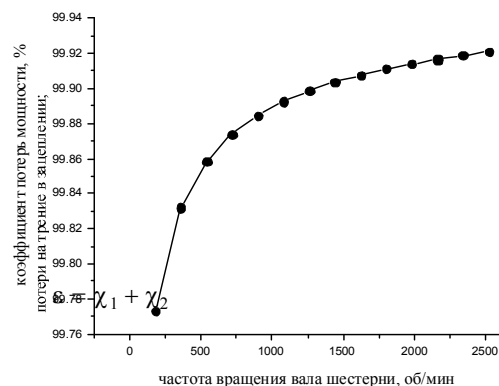


Рис. 7. Зависимость механического коэффициента полезного действия от скорости вращения вала шестерни зубчатой передачи

ские зависимости для определения коэффициентов потерь мощности вследствие трения скольжения и качения в зубчатой передаче.

2. На основе проведенного анализа потерь мощности вследствие трения скольжения и качения установлено:

а) потери мощности вследствие трения скольжения уменьшаются с ростом окружной скорости, числа зубьев и передаточного отношения;

б) потери вследствие трения качения на порядок меньше потерь вследствие трения скольжения;

в) потери мощности, независимые от нагрузки прямо пропорциональны объему, занимаемому зубчатыми колесами.

3. Разработанный метод оценки потерь мощности вследствие трения скольжения и качения позволяет проводить комплексный анализ, поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач.

Список литературы: 1. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 531 с. 2. Кетов Х. Ф., Колчин Н. И. Теория машин и механизмов. – М., Л.: Машгиз, 1939. – 600 с. 3. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. – М.: Машгиз, Ленинградское отделение, 1957. – 263 с. 4. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 305 с. 5. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. Отделение), 1977. – 536 с. 6. Ревшетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 497 с. 7. Misharin Yu. A. Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding // 1958 - Proc. Int. Conf. on gearing, Inst. Mech. Eng., London, 1958. – PP. 159-164. 8. Kuzmin N. F. Coefficient of friction in heavily loaded contact// - 1954 -Vest. Mashinostr. 1954. – Vol. 34. – PP. 18-26. 9. Benedict G. H. Instantaneous coefficients of gear tooth friction/ Benedict G. H., Kelley B. W. // Tribology Transactions. – 1961. – Vol. 4. – PP. 59-70. 10. O'Donoghue J. P. A. Friction and temperature in rolling sliding contacts/ O'Donoghue J. P., Cameron A. // ASLE Trans. – 1966. – Vol. 9. – PP. 186-194. 11. Kelley B. W. Lubrication of involute gearing/ Kelley B. W., Lemanski A. J. // Conf. On Lubrication and Wear Fundamentals and Application to Design. Proc. Inst. Mech. Eng., London 1967/1968. – Vol. 182. – №. 3A. – PP. 173-184. 12. Ставицкий В.В. Анализ аэрогидродинамических потерь в зубчатых передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко, П.В. Филь// Вісник нац. у-ту ім. В.Даля, 2009. – №12 (142). – С. 125-131. 13. Ставицкий В.В. Исследование аэродинамических потерь энергии в высокоскоростных прямозубых цилиндрических передачах/ В.В. Ставицкий, П.Л. Носко // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 27. – С. 167-173. 14. Ставицкий В. В. Анализ составляющих потерь мощности вследствие аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес / Ставицкий В. В., Носко П. Л., Лиходеев С. И. // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: ХПИ, 2011. – № 41. – С. 297-302. 15. Stavytskyy V. V. Power losses by the air-pumping phenomenon in high-speed spur gears/ Stavytskyy V. V., Nosko P. L. // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Lublin University of Technology, The Volodymyr Dahl East-Ukrainian national university of Lugansk. Poland, Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. 2010.V. XC/ – PP. 324-331. 16. Stavytskyy V. V. A model for the prediction of windage losses in geared transmissions – preliminary resultants/ Stavytskyy V. V., Nosko P. L. // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Lublin University of Technology, The Volodymyr Dahl East-Ukrainian national university of Lugansk. Poland, Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. 2010. – V. XC/ – PP. 316-323. 17. Прикладная механика/ Под ред. К. И. Заблоского. – Учеб. Пособие для вузов. – Киев: Вища школа. Головное изд-во. 1979. – 280 с. 18. Иосилевич Г. Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Поступила в редколлегию 30.08.11

В. Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д-р техн. наук, гл. инженер проекта ПАО НКМЗ, Краматорск,

Ю.В. СТРЕЛЬНИКОВ, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. Даля, Луганск

ПОЛУЧЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ, УДОВЛЕТВОРЯЮЩИХ КОМПОНЕНТАМ ВЕКТОРА СМЕЩЕНИЯ РОЛИКА ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Отримані рівняння пружності задовольняють компонентам вектора зміщення, що визначає напружено-деформований стан порожнистого циліндричного ролика – проміжного елемента передачі зацеплення. Отримані дифференціальні рівняння також використовуються для вирішення контактної задачі опукло – ввігнутих поверхонь близької кривизни.

Полученные уравнения упругости удовлетворяют компонентам вектора смещения, определяющего напряженно-деформированное состояние полого цилиндрического ролика – промежуточного элемента передачи зацепления. Полученные дифференциальные уравнения также используются для решения контактной задачи выпукло-вогнутых поверхностей близкой кривизны.

The elasticity equations satisfying to components of the displacement vector defining tensebly - the deformed condition of a hollow cylindrical roller - an intermediate element of transmissions are received by linkage. The received differential equations also are used at the decision of a contact problem is convex - concave surfaces of close curvature.

Введение. В передачах с промежуточными телами качения используются ролики, представляющие либо однослойную, либо многослойную конструкцию, собранную из коаксиально расположенных оболочек. Поперечное сечение ролика представляет кольцевую область. Дуга внешней окружности нагружена контактными усилиями. Условия контакта определяются смещениями точек дуги внешней окружности, которые зависят от действующей нагрузки. Связь между перемещениями и нагрузкой устанавливается в результате решения системы дифференциальных уравнений, описывающих деформированное состояние оболочки под действием нагрузки.

Целью исследований является получение системы дифференциальных уравнений упругости, которым удовлетворяют компоненты вектора смещения полого цилиндрического ролика, служащего промежуточным элементом для передачи зацеплением.

Содержание работы. Общая теория тонких оболочек строится на основании гипотез, которые устанавливаются с учетом геометрии оболочки: толщина оболочки мала по сравнению с другими ее размерами. Исходя из допущений [1, 2]:

1. Линии, нормальные к срединной поверхности до деформации, преобразуются в прямые линии, нормальные к деформированной срединной поверхности.
2. Компоненты напряжений, направленные по нормали к срединной по-

верхности, малы по сравнению с другими составляющими напряжений.

На основании первой гипотезы положение любой точки, принадлежащей оболочке, задается через положение точки на срединной поверхности и ее положением на нормали к срединной поверхности, определяем координатой Z . На срединной поверхности положение точки задаем криволинейными координатами ξ_1, ξ_2 . В качестве координатных линий выбираем параметризованные линии кривизны. Линии кривизны образуют на поверхности ортогональную координатную сеть. Если срединной поверхностью является прямой круговой цилиндр радиуса a , то координатные линии получим, пересекая по-

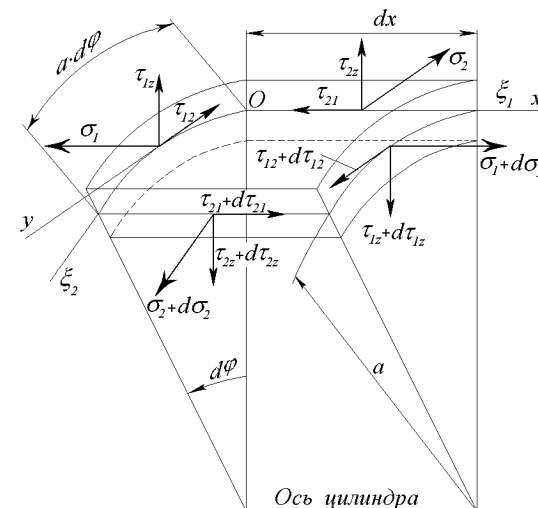


Рис. 1. Распределение внутренних сил в элементе цилиндрической оболочки

верхность плоскостями, перпендикулярными оси цилиндра, и плоскостями, проходящими через его ось. Координатными линиями будут окружности и образующие цилиндра. В качестве координат примем $\xi_1 = x, \xi_2 = \varphi$.

Исследуем распределение внутренних сил. Выделим элемент оболочки, ограниченный поверхностями $x = \text{const}, x + dx = \text{const}, \varphi = \text{const}, \varphi + d\varphi = \text{const}, z = \pm 0,5h$, где h – толщина оболочки (рис. 1). Координатная линия ξ_1 — прямолинейная и совпадает с осью X ,

координатная линия ξ_2 — окружность, ось Y направлена по касательной к ней. Радиусы кривизны координатных линий равны $R_1 = \infty, R_2 = a$. По плоским граням элемента действуют нормальные и касательные напряжения.

Введем усилия, отнесенные к единице длины координатных линий срединной поверхности. Для этого напряжения, распределенные по плоским граням элемента, суммируем по толщине оболочки

$$\begin{cases} N_1 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_1 \left(1 - \frac{Z}{a}\right) dZ; & N_2 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_1 dZ; & N_{1,2} = \int \tau_{1,2} \left(1 - \frac{Z}{a}\right) dZ; \\ N_{2,1} = \int \tau_{2,1} dZ; & Q_1 = \int \tau_{1Z} \left(1 - \frac{Z}{a}\right) dZ; & Q_2 = \int \tau_{2Z} dZ. \end{cases} \quad (1)$$

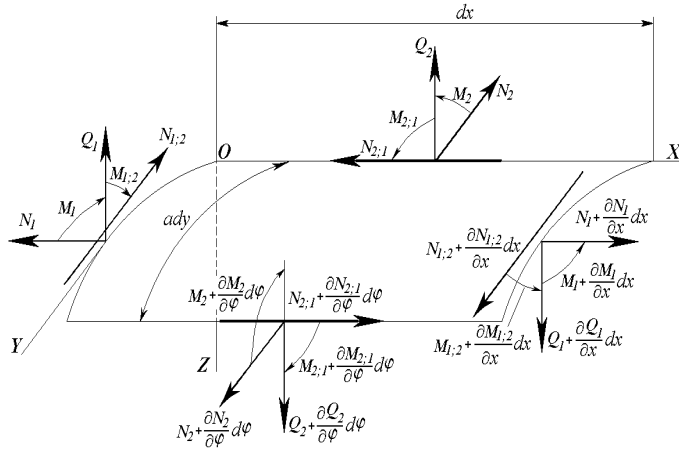
Составим выражения для изгибающих и крутящих моментов

$$\begin{cases} M_1 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_1 \left(1 - \frac{Z}{a}\right) Z dZ, & M_2 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_2 Z dZ, \\ M_{1,2} = - \int_{-h/2}^{+h/2} \tau_{1,2} \left(1 - \frac{Z}{a}\right) Z dZ, & M_{2,1} = - \int_{-h/2}^{+h/2} \tau_{2,1} Z dZ. \end{cases} \quad (2)$$

Знак (–) перед интегралом для $M_{1,2}$ поставлен потому, что при положительных $\tau_{1,2}$ и z моменты $M_{1,2}$ направлены по часовой стрелке и берутся со знаком минус.

Рассмотрим равновесие двумерного элемента оболочки, вырезанного из срединной поверхности (рис. 2).

Рис. 2. Силовые факторы, отнесенные к единице длины координатных линий



На рис. 2 момент $M_{1,2}$ показан положительным. Тогда в силу закона парности касательных напряжений момент $M_{2,1}$ надо показать отрицательным: при взгляде с положительного направления оси Y вращение видим по часовой стрелке. Чтобы привести формулу для $M_{2,1}$ в соответствие с направлением, показанным на рисунке, ставим перед интегралом знак (–). В соответствии с направлениями сил и моментов (рис. 2) составляем уравнения равновесия для элемента оболочки

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial N_1}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial N_{2,1}}{\partial \varphi} + P_1 &= 0, & \frac{\partial N_{1,2}}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial N_2}{\partial \varphi} - \frac{Q_2}{a} + P_\varphi &= 0, \\ \frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial Q_2}{\partial \varphi} + \frac{1}{a} N_2 + P(x, \varphi) &= 0, & \frac{\partial M_{1,2}}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_2}{\partial \varphi} + Q_2 &= 0, \\ \frac{\partial M_1}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_{2,1}}{\partial \varphi} - Q_1 &= 0, & \sum M_z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Определение компонент тензора деформации рассмотрим в общем виде. Пусть срединной поверхности соответствует сетка координатных линий, которыми являются линии кривизны. Запишем линейный элемент срединной поверхности оболочки

$$dS^2 = \alpha_1^2 d\xi_1^2 + \alpha_2^2 d\xi_2^2. \quad (4)$$

Дугам координатных линий, которыми являются линии кривизны, соответствуют центральные углы $d\varphi_1, d\varphi_2$, проведенные из центров кривизны

$$d\varphi_1 = \frac{\alpha_1 d\xi_1}{R_1}, \quad d\varphi_2 = \frac{\alpha_2 d\xi_2}{R_2}. \quad (5)$$

Рис. 3. К расчету элемента длины координатной линии, эквидистантной поверхности оболочки

Найдем элемент длины соответствующей эквидистантной поверхности на расстоянии от координатной поверхности (рис. 3)

$$dS^2 = \alpha_1^2 \left(\frac{R_1 - Z}{R_1} \right)^2 d\xi_1^2 + \alpha_2^2 \left(\frac{R_2 - Z}{R_2} \right)^2 d\xi_2^2 + dZ^2. \quad (6)$$

Делается допущение, что компоненты напряжений, направленные по нормали к срединной поверхности, малы и их можно не учитывать [3].

По закону Гука получим

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{E}{(1-\nu^2)} [(\varepsilon_{10} + \nu \varepsilon_{20}) - Z(\chi_1 + \nu \chi_2)], \\ \sigma_2 = \frac{E}{(1-\nu^2)} [(\varepsilon_{20} + \nu \varepsilon_{10}) - Z(\chi_2 + \nu \chi_1)], \\ \tau_{1,2} = \frac{E}{2(1+\nu)} (\gamma_0 - 2Z\chi_{1,2}). \end{cases} \quad (7)$$

При расчете усилий пренебрегаем малыми по сравнению с единицей слагаемыми $\frac{Z}{R_1}$ и $\frac{Z}{R_2}$. Тогда

$$N_1 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_1 dZ = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{10} + \nu \varepsilon_{20}), \quad N_2 = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_2 dZ = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{20} + \nu \varepsilon_{10}),$$

$$\begin{aligned}
N_{1,2} = N_{2,1} &= \int_{-h/2}^{+h/2} \tau_{1,2} dZ = \frac{Eh\gamma_0}{2(1+\nu)} (\varepsilon_{10} + \nu\varepsilon_{20}), \\
M_1 &= \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_1 Z dZ = \int_{-h/2}^{+h/2} \frac{E}{(1-\nu^2)} [(\varepsilon_{10} + \nu\varepsilon_{20}) - Z(\chi_1 + \nu\chi_2)] Z dZ = -D(\chi_1 + \nu\chi_2), \\
M_2 &= \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_2 Z dZ = -D(\chi_{21} + \nu\chi_1), \\
M_{1,2} = M_{2,1} &= - \int_{-h/2}^{+h/2} \tau_{1,2} Z dZ = \frac{Eh^3}{12(1+\nu)} \chi_{1,2} = D(1-\nu)\chi_{1,2}.
\end{aligned} \tag{8}$$

Найдем силовые факторы для круговой цилиндрической оболочки. Полагаем $U_{1,0} = U$, $U_{2,0} = \nu$. Так как $dS^2 = dx^2 + a^2 d\varphi^2$, то $\alpha_1 = 1$, $\alpha_2 = a$.

Для координатных линий цилиндрической системы координат получим

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{10} &= \frac{\partial U}{\partial x}, \quad \varepsilon_{20} = \frac{1}{a} \left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} - w \right), \quad \gamma_0 = a \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\nu}{a} \right) + \frac{1}{a} \frac{\partial}{\partial \varphi} (U) = \frac{1}{a} \frac{\partial U}{\partial \varphi} + \frac{\partial \nu}{\partial x}, \\
\chi_1 &= \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad \chi_2 = \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right), \quad \chi_{1,2} = \frac{1}{2a} \frac{\partial \nu}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x}.
\end{aligned} \tag{9}$$

Подставим значения $\varepsilon_{10}, \varepsilon_{20}, \gamma_0, \chi_1, \chi_2$ из формул (9) в выражения (8) для $N_1, N_2, N_{1,2}, M_1, M_2, M_{1,2}$. Обозначим $N_1 = N_x, N_2 = N_\varphi, N_{1,2} = N_{x,\varphi}, M_1 = M_x, M_2 = M_\varphi, M_{1,2} = M_{x,\varphi}$. После подстановки получим представление силовых факторов через деформации

$$\begin{aligned}
N_x &= \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial U}{\partial x} + \nu \frac{1}{a} \frac{\partial \nu}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} \right], \quad N_\varphi = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left[\frac{1}{a} \left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} - w \right) + \nu \frac{\partial U}{\partial x} \right], \\
N_{x\varphi} = N_{\varphi x} &= \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left[\frac{\partial \nu}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial U}{\partial \varphi} \right], \quad M_x = -D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\nu}{a^2} \left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right], \\
M_\varphi &= -D \frac{1}{a^2} \left[\left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right], \quad M_{x\varphi} = (1-\nu)D \left[\frac{1}{2a} \frac{\partial \nu}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right].
\end{aligned} \tag{10}$$

Запишем уравнения равновесия, заменив цифровые индексы буквенными

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial \varphi} + P_x &= 0, \quad \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{Q_\varphi}{a} + P_\varphi = 0, \\
\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{a} N_\varphi + P_z &= 0, \\
\frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + Q_\varphi &= 0, \quad \frac{\partial M_x}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial \varphi} - Q_x = 0.
\end{aligned} \right\} \tag{11}$$

Из последних двух уравнений системы (11) находим Q_φ и Q_x

$$Q_\varphi = \frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x}, \quad Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial \varphi}. \tag{12}$$

Подставим Q_φ и Q_x во второе и третье уравнения системы (11)

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{1}{a} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} \right) + P_\varphi &= 0, \\
\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial M_x}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} \right) + \frac{1}{a} N_\varphi + P_z &= 0.
\end{aligned} \right\} \tag{13}$$

После дифференцирования (13) получим систему уравнений, в которую включим также и первое уравнение системы (11)

$$\left\{ \begin{aligned}
a \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial \varphi} + a P_x &= 0, \\
a \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + a P_\varphi &= 0, \\
a \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{x\varphi}}{\partial x \partial \varphi} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial \varphi^2} + N_\varphi + a P_z &= 0.
\end{aligned} \right. \tag{14}$$

В формулах (14) заменим силовые факторы через перемещения и их производные. Получим систему уравнений в перемещениях, описывающих деформированное состояние полого цилиндрического ролика

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1-\nu^2}{Eh} P_x &= 0, \\ \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial \varphi} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} \right) + \\ + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) + \frac{1-\nu^2}{Eh} P_\varphi &= 0, \\ \nu \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} - \frac{h^2}{12} \left(a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^4 w}{\partial \varphi^4} \right) - \\ - \frac{h^2}{12} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^3 v}{\partial \varphi^3} \right) + a \frac{1-\nu^2}{Eh} P_z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

В случае передачи с промежуточными телами качения ролик можно рассматривать в виде длинной цилиндрической оболочки при $P_x = P_\varphi = 0$ и симметричной относительно среднего поперечного сечения нагрузке P_z можно вблизи этого сечения принять $U = 0$, а также равными нулю все частные производные по x . Первое уравнение системы (15) обращается в тождество. Из второго и третьего уравнений (15) получим систему уравнений, содержащих функции v и w

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} + \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) &= 0, \\ \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w - \frac{h^2}{12a^2} \frac{\partial^3}{\partial \varphi^3} \left(v + \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) + a^2 \frac{1-\nu^2}{Eh} P_z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Введем обозначение $\xi^2 = \frac{h^2}{12a^2}$ и перепишем уравнения (16)

$$(1 + \xi^2) \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \xi^2 \frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} = \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w - \xi^2 \left(\frac{\partial^3 v}{\partial \varphi^3} + \frac{\partial^4 w}{\partial \varphi^4} \right) + \frac{(1-\nu^2)a^2}{Eh} P_z = 0. \quad (17)$$

Производство передач с ПТК на ПАО "НКМЗ" представлено на рис. 4.

Выводы. Полученная система уравнений упругости в перемещениях опи-

сывает деформированное состояние полого цилиндрического ролика под действием радиальной нагрузки, действующей в зацеплении. Напряженно-деформированное состояние ролика зависит от компонент вектора смещения радиальной w и тангенциальной v , удовлетворяющих системе дифференциальных уравнений (17).



Рис. 4. Производство передач с промежуточными телами качения для механических приводов рудоразмольного оборудования

Список литературы. 1. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек / В.В. Новожилов. – Л.: Судостроение, 1962. – 431 с. 2. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко, С.П. Войновский – Кригер. – М.: Физматгиз, 1963. – 635 с. 3. Ван Цзи Де. Прикладная теория упругости / Ван Цзи Де. – М.: Физматгиз, 1959. – 400 с.

Поступила в редколлегию 27.09.11

УДК 621.833

Н.Э. ТЕРНЮК, д.т.н., проф., Институт машин и систем НАН Украины, Харьков,
А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., доц., ХНАДУ, Харьков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЮТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Розрахунок геометрії зубчастих передач із еволютним зацепленням має деякі особливості. Цьому питанню присвячена дана робота.

Расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением обладает некоторыми особенностями. Этому вопросу и посвящена данная работа.

The calculation of geometry of gearing with the evolute gearing possesses some features. To this question and devoted hired.

Общая постановка. В теории зацеплений наиболее широко представлены и изучены эвольвентное, циклоидальное и зацепление Новикова. Эвольвентное зацепление получено путем обката прямой линии по окружности. Циклоидальное явилось результатом перекачивания круга по прямой линии. Оба эти зацепления имеют соответствующую линию зацепления. Однако каждо-

му зацеплению присущи свои недостатки. Эвольвентное зацепление сводится к контакту двух выпуклых поверхностей, что с точки зрения контактной прочности ставит это зацепление в менее выгодные условия. Циклоидальное зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт, однако по некоторым причинам в силовых передачах не применяется. Зацепление Новикова предложено автором как способ создания выпукло-вогнутого контакта в силовых передачах, но оно является необкатным по высоте зуба, т.е. точечным. А это приводит к тому, что невозможно применять его в прямозубых передачах.

Создание эвольвентного зацепления [1] позволило получить выпукло-вогнутый контакт в обкатных передачах. Основные характеристики этого зацепления, как правило, выше характеристик упомянутых ранее зацеплений. Название зацеплению дано из-за того, что профиль зуба строится по заранее известной эволюте. Оказывается, эволютой профиля зуба инструментальной рейки есть прямая линия, параллельная межцентральной [2].

Цель данной работы описать методику построения эвольвентного зацепления, доступную для широкого круга проектантов и производителей редукторов различного назначения.

Профиль зуба инструментальной рейки (червяной фрезы) для нарезания методом обкатки может быть получен путем решения дифференциального уравнения [3], имеющего вид

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky' + x},$$

где $y'(x)$ – уравнение, описывающее профиль зуба рейки в системе координат, начало которой находится в полюсе зацепления, ось абсцисс направлена по межцентральной линии, а ось ординат – по касательной к делительным окружностям; k – коэффициент разновидности, значение которого принимается по ниже описанным рекомендациям.

Решение дифференциального уравнения требует задания начальных условий и значения коэффициента разновидности. Поскольку профиль зуба рейки для безззорной передачи проходит через полюс зацепления, то принимаем $y_0 = 0$. Если вводится значение бокового зазора δ , то $y_0 = \delta/2$. Значение производной y_0' в полюсе зацепления выбирается из условий, что $y_0' \geq f$, где f – коэффициент трения скольжения в передаче, но не более $y_{\max}'$, которое приводит к заострению зубьев. Рекомендуется назначать $\delta = 0,2 \div 0,6$ мм, а $0,05 < y' < 0,4$. С возрастанием y_0' убывает значение коэффициента полезного действия зацепления и возрастает коэффициент полезного действия, изменение коэффициента относительного скольжения λ не замечено. Если выбранные значения начальных условий и коэффициента разновидности приведут к негативным результатам, то необходимо их исправить и повторить решение.

Назначение коэффициента разновидности зависит от того, какой вид эвольвентного зацепления будет принят. Для одностороннего зацепления коэффициент разновидности больше значения модуля. Рекомендуется $k = (3 \div 7)m$, где m – модуль передачи. С увеличением этого коэффициента уменьшается значение приведенного радиуса кривизны в зацеплении и коэффициент перекрытия, но увеличивается коэффициент полезного действия.

Одностороннее зацепление имеет крупный недостаток, который состоит в том, что оно стремится к интерференции. Чтобы избежать этого, рекомендуется одностороннее зацепление выполнять в заплоском варианте, когда зуб шестерни имеет только выпуклую головку, а зуб колеса – только вогнутую ножку. Одностороннее зацепление является непарным, т.е. для изготовления шестерни и колеса необходимо иметь два разных инструмента.

Для двустороннего зацепления коэффициент разновидности принимает значение меньше модуля передачи. В этом случае имеется переходная околополюсная зона, которая будет иметь контакт двух выпуклых поверхностей. Чтобы ее исключить, передачу необходимо выполнять косозубой. Для прямозубой передачи можно рекомендовать двустороннее зацепление с двумя коэффициентами разновидности разного знака, например, $k = \pm 1$. Тогда можно получить парную передачу, т.е. такую, для изготовления которой используется один инструмент. При этом профиль зуба инструмента является симметричным относительно полюса зацепления. Но в этом варианте коэффициент перекрытия приближается к единице, так как контакт в разных точках на линии зацепления с разными мгновенными центрами скоростей шатуна [4] невозможен.

На основании проведенных исследований выбраны два зацепления. Профиль зуба инструментальной рейки одностороннего эвольвентного зацепления (заплоский вариант) описывается уравнением

$$y = 0,15383x + 0,0431889x^2 + 0,0180714x^3.$$

В зависимости от высоты зуба может быть предложен другой вариант профиля зуба для рейки. Например, для высоты головки зуба, равной 2 модулям зацепления, профиль зуба рейки описывается уравнением

$$y = 0,191315x + 0,107622x^2 + 5,90628x^3.$$

Выводы. Приведенные рекомендации позволяют правильно спроектировать зубчатую передачу с новым зацеплением.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Litvin F.I. Theory of Gearing. Nasa Reference Publication 212, AVSCOM Technical Report 88. - C-035.- Washington, D.C. - 1989. – 620 p. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление.- Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1975. – 61с. 4. Vereš M., Bošanský M., Gaduš J. Theory of Convex-concave and plane cylindrical gearing, Slovak university of technology in Bratislava, ISBN 80-227-2451-3. – 180 p.

Поступила в редколлегию 27.09.11

П.В. ЧУРБАНОВ, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

АНАЛИЗ КОРРОЗИОННОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ ОШС-4000/125 ПРОИЗВОДСТВА ОАО «АЗОВМАШ»

Стаття присвячена опису методики та результатів обстеження стану металокопструкцій великогабаритних машин. У процесі експлуатації силові елементи цих машин зазнають корозійного стонювання. Це впливає на їх навантажувальну здатність. На конкретних прикладах проілюстровано вплив цього чинника на стан досліджуваної копструкції.

Стаття посвячена описанию методики и результатов обследования состояния металлокопструкций крупногабаритных машин. В процессе эксплуатации силовые элементы этих машин подвергаются коррозионному истончению. Это влияет на их нагрузочную способность. На конкретных примерах проиллюстрировано влияние этого фактора на состояние исследуемой копструкции.

The paper describes procedures and results of inspection of large machines metalwork state. During the operation power elements of these machines undergo corrosion thinning. It affects their load capacity. The influence of this factor on the state of the investigated structures is illustrated by concrete examples.

Введение. Металлические конструкции являются наиболее металлоемкой частью любого горнорудного оборудования. Замена вышедших из строя элементов металлической конструкции требует выполнения большого объема ремонтных работ и связана с длительными простоями машины. Во многих случаях выполнение таких работ оказывается экономически нецелесообразным. Поэтому одной из основных задач является ведение постоянного контроля в процессе эксплуатации за сохранением геометрических параметров металлокопструкций и, как следствие, – обеспечение ее несущей способности.

Одним из наиболее серьезных дефектов металлокопструкций является коррозионное повреждение. Коррозионное повреждение – явление разрушения поверхности в результате химического или электрохимического взаимодействия материала со средой. Коррозия приводит к снижению несущей способности конструкции за счет уменьшения сечения конструктивного элемента. Помимо этого, места коррозионного повреждения являются дополнительными концентраторами напряжений, как правило, не учитываемыми при расчете. Однако исследований влияния коррозионных воздействий на сопротивление усталости сварных узлов очень мало.

При обследовании отвалообразователя ОШС-4000/125, черт. 152.00.00.000 (ОАО УК «КРУ» «Бачатский угольный разрез», Россия) и двух отвалообразователей ОШС-4000/125, черт. 126.00.00.000 (Навоийский горно-металургический комбинат, республика Узбекистан), одной из основных задач было определение степени коррозионного повреждения основных узлов несущей металлокопструкций, расчет фактической скорости коррозии V_k (мм/год) при данных условиях эксплуатации и, как следствие, – получение данных о возможности дальнейшей эксплуата-

Таблица 1

**Технические характеристики
отвалообразователя ОШС-4000/125,
(черт.152.00.00.000,
заводской номер 1, изготовитель –
ПО «Ждановтяжмаш», Украина)**

Производительность, м ³ /ч	4000
Радиус отсыпки, м	125
Дата изготовления	1990 г.
Дата пуска в эксплуатацию	2011 г.
Материал основных элементов м/к	Сталь 09Г2С (ГОСТ 19282)
Климатическое исполнение	У
Категория размещения	I (ГОСТ 15150-69)
Рабочая температура:	От – 40°С до +40°С
Высота над уровнем моря	Не более 1000 м
Атмосферы	Типов 1 и 2 ГОСТ 15150-69
Место хранения и монтажа	Открытая площадка

ции машин.

Целью статьи является описание методики, результатов испытаний, их анализ и обобщение.

Измерение толщины стенок узлов несущих металлокопструкций отвалообразователя ОШС-4000/125. Владелец объекта контроля – ОАО УК «КРУ» «Бачатский угольный разрез», Россия. Контроль выполнен специалистом ОАО «Азовмаш», Мариуполь. Технические характеристики отвалообразователя ОШС-4000/125, черт.152.00.00.000 приведены в табл. 1.

Технические требования к замеру толщин стенок узлов несущих метал-

локопструкций отвалообразователя ОШС-4000/125, черт. 152.00.00.000. Измерение толщин стенок металла основных расчетных элементов металлокопструкций выполнено в соответствии с НПАОП 0.00-8.18-04 «Порядок проведения освидетельствования, испытания и экспертного обследования (технического диагностирования) машин, механизмов, оборудования повышенной опасности» [1-3].

Для измерения толщины металла применялся ультразвуковой толщиномер УТ-98Т «СКАТ», погрешность измерения не более $\pm 0,1$ мм. Места измерений зачищены механическим инструментом до чистоты $R_a 12,5$ ($R_z 80$). По указанным узлам (табл. 2, 3) выполнено более 150 замеров в 42 подготовленных точках (не менее 3-х в одном месте). Контролируются только элементы металлокопструкций системы консолей, а именно: жесткие горизонтальные тяги; основание пилон; отвальная консоль, основные балки; отвальная консоль, поперечные балки (рис.1).

Измерение толщины стенок и поясов узлов несущих металлокопструкций отвалообразователя ОШС-4000/125, №1 и №2, черт. 126.00.00.000.

Владелец объекта контроля – Навоийский горно-металургический комбинат, ЦРУ, Республика Узбекистан. Контроль выполнялся бригадой специалистов ОАО «Азовмаш», г. Мариуполь, Украина. Технические характеристики отвалообразователя ОШС-4000/125, черт.126.00.00.000 приведены в табл. 4.

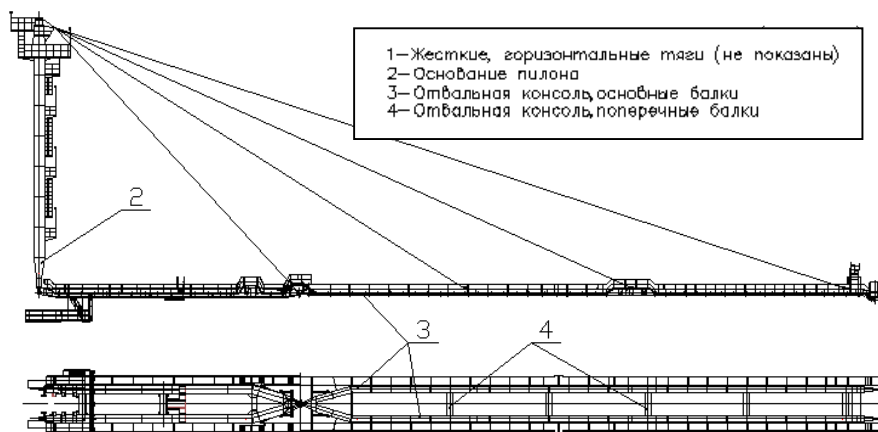


Рис. 1. Схема взаимного расположения силовых металлоконструкций отвалообразователей ОПС-4000/125, изд. 152

Таблица 2

Данные по замеру толщин металлоконструкции системы консолей отвалообразователя ОПС-4000/125, черт. 152.00.00.000

№	Элемент конструкции, узел	Проектная величина толщины, мм	Замер, мм, min	Тип металлоконструкции
1.	Жесткие горизонтальные тяги	8	7.8	Трубчато-балочная
2.	Основание пилона	16	15.6	Трубчато-балочная
3.	Отвальная консоль, основные балки	8	7.3	Трубчато-балочная
4.	Отвальная консоль, поперечные балки	8	6.8	Трубчато-балочная

Таблица 3

Среднее значение скорости коррозии элементов металлоконструкции системы консолей отвалообразователя ОПС-4000/125, черт. 152.00.00.000.

№	Узел металлоконструкции	Среднее значение скорости коррозии V_k , мм/год
1.	М/к жестких горизонтальных тяг	0.01
2.	М/к основания пилона	0.02
3.	М/к отвальной консоли	0.05

Таблица 4

Технические характеристики отвалообразователя ОПС-4000/125, (черт.126.00.00.000, заводской номер №1, №2, изготовитель – ПО «Ждановтяжмаш», Украина)

Показатели	№1	№2
Производительность, м ³ /ч	4000	
Радиус отсыпки, м	125	
Дата изготовления	1982 г.	1984 г.
Дата пуска в эксплуатацию	1984 г.	1985 г.
Материал основных элементов м/к	Сталь 09Г2С (ГОСТ 19282)	
Климатическое исполнение	У	
Рабочая температура	От – 40°С до +40°С	
Место хранения, монтажа и эксплуатации	Открытая площадка	

Технические требования к замеру толщин стенок и поясов узлов несущих металлоконструкций отвалообразователя ОПС-4000/125, №1 и №2, черт. 126.00.00.000. Измерение толщин стенок металла основных расчетных элементов металлоконструкции выполнено в соответствии с НПАОП 0.00-8.18-04 «Порядок проведения освидетельствования, испытания и экспертного обследования (технического диагностирования) машин, механизмов, оборудования повышенной опасности» и «Программой экспертного обследования технического состояния металлоконструкций отвалообразователя ОПС-4000/125 (126.00.00.000)» [1-9].

Для измерения толщины металла применялись ультразвуковые толщиномеры по ГОСТ 25863 типа А 1208 зав. № 102094, А 1209 зав. № 198092 с погрешностью измерения не более $\pm 0,1$ мм, либо УТ-93П, зав. № 0303, погрешность измерения не более $\pm 0,1$ мм.

Места измерений зачищены механическим инструментом до чистоты Ra 12,5 (Rz 80). По указанным узлам (табл. 5-7) в процессе каждого обследования выполнено более 1900 замеров в подготовленных точках (не менее 7-ми в одном месте). Контролируются все основные узлы несущей металлоконструкции отвалообразователей (рис. 2).

Таблица 5

Данные по замеру толщин металлоконструкции отвалообразователя ОПС-4000/125, черт 126.00.00.000, №1

№	Элемент конструкции, узел	Проектная величина толщины, мм	Замер, мм, min			Тип металлоконструкции
			2001 г.	2007 г.	2011 г.	
1.	Опорный узел. Балка левая	16	15.9	15.5	15.4	Коробчато-балочная
		20	19.2	18.5	18.9	
		30	29.9	29.2	29.2	

Продолжение табл. 5

№	Элемент конструкции, узел	Проектная величина толщины, мм	Замер, мм, min			Тип металлоконструкции
			2001 г.	2007 г.	2011 г.	
2.	Опорный узел. Балка правая.	16	15.9	15.4	15.4	Коробчато-балочная
		20	18.5	17.6	19.2	
		30	29.9	29.2	29.5	
3.	Опоры	12	11.8	11.3	11.2	Коробчато-балочная
		34	35	33.5	33.7	
4.	База	16	15.8	15.1	15.1	Коробчато-балочная
		20	20.3	19.5	19.5	
5.	Надстройка	16	16	15.3	15.3	Коробчато-балочная
		20	-	19.3	19.3	
6.	Платформа поворотная	16	16.2	15.5	15.5	Коробчато-балочная
		20	20.3	18.1	18.1	
		24	24.6	23	-	
7.	Рама ходовая	20	20	19.8	19.7	Коробчато-балочная
		30	29.9	30.8	-	
		34	-	33.6	33.6	
		36	-	35.7	35.6	
8.	Балка балансирная	20	20	19.4	-	Коробчато-балочная
		30	30.8	29.3	-	
9.	Основание пилона	16	-	16.1	15.9	Ферма
		20	-	18.8	18.8	
		24	23.3	22.6	22.5	
10 .	Приемная консоль	12	-	11.1	11.1	Ферма
		16	-	14.3	14.3	
		20	-	19.5	19.4	
		24	23.5	-	-	
		Тр. δ 8	-	6.6	6.6	
		Тр. δ 12	-	10.5	10.5	
		Тр. δ 14	-	-	-	
11 .	Отвальная консоль	10	-	10.1	9.9	Ферма
		12	11.6	11.5	11.5	
		14	14.1	13.6	13.5	
		16	15.9	15.2	15.2	
		20	20.2	19.8	19.7	
		24	24.5	24.1	23.7	

Атмосферные показатели, влияющие на скорость коррозии, включают влажность, температуру, дождь, ветер, примеси и период смачивания металла. Дополнительно к атмосферным условиям, период смачивания поверхности металла оказывает воздействие в зависимости от размещения и расположения поверхности в конструкции. Коррозия происходит тогда, когда относительная влажность воздуха составляет 70 ... 80 %. Период смачивания

представляет собой определенный период, в течение которого возможны реакции коррозии. В большинстве случаев температура воздуха выше нуля, а относительная влажность – более 80%. Поскольку примеси в воздухе остаются сухими, то они обычно безвредны с точки зрения протекания реакций коррозии, но как только такие примеси растворятся, например, в конденсате, то они начинают ускорять реакции коррозии. Пыль и грязь, которые оседают на поверхности металла, ускоряют и централизуют атмосферную коррозию.

Таблица 6

Данные по замеру толщин металлоконструкции
отвалообразователя ОШС-4000/125, черт 126.00.00.000, №2

№	Элемент конструкции, узел	Проектная величина толщины, мм	Замер, мм, min			Тип металлоконструкции
			2001 г.	2007 г.	2011 г.	
1.	Опорный узел. Балка левая.	16	15.9	15.5	15.4	Коробчато-балочная
		20	19.5	19.6	19.5	
		30	29.9	29.7	29.5	
2.	Опорный узел. Балка правая.	16	15.8	15.7	15.8	Коробчато-балочная
		20	18.5	19.3	19.4	
		30	29.9	29.6	29.4	
3.	Опоры	12	11.9	11.7	11.5	Коробчато-балочная
		34	33.2	32.7	33.8	
4.	База	16	15.3	14.9	15.3	Коробчато-балочная
		20	19.9	19.7	19.5	
5.	Надстройка	16	15.3	15.7	15.5	Коробчато-балочная
		20	-	19.9	19.9	
6.	Платформа поворотная	16	15.1	15.7	15.4	Коробчато-балочная
		20	19.9	19.6	19.4	
		24	-	23	-	
7.	Рама ходовая	20	19.7	19.8	19.8	Коробчато-балочная
		30	30.1	-	-	
		34	33.3	-	33.7	
		36	-	35.9	35.8	
8.	Балка балансирная	20	20	20	-	Коробчато-балочная
		30	29.9	30	-	
9.	Основание пилона	16	-	15.8	15.9	Ферма
		20	-	-	19	
		24	23.4	23.5	23.5	
10 .	Приемная консоль	12	-	11.6	11.3	Ферма
		16	-	15.8	15.5	
		20	-	19.7	19.7	
		24	23.5	-	-	
		Тр. δ 8	-	-	7.5	
		Тр. δ 12	-	-	11.5	
		Тр. δ 14	-	13.5	-	

Продолжение табл. 6

№	Элемент конструкции, узел	Проектная величина толщины, мм	Замер, мм, min			Тип металлоконструкции
			2001 г.	2007 г.	2011 г.	
11	Отвальная консоль	10	-	9,7	9.9	Ферма
		12	11.3	11,7	11.5	
		14	14	13,9	13.9	
		16	15.7	15,5	15.5	
		20	19.8	19,9	19.9	
		24	24	23,9	23.8	

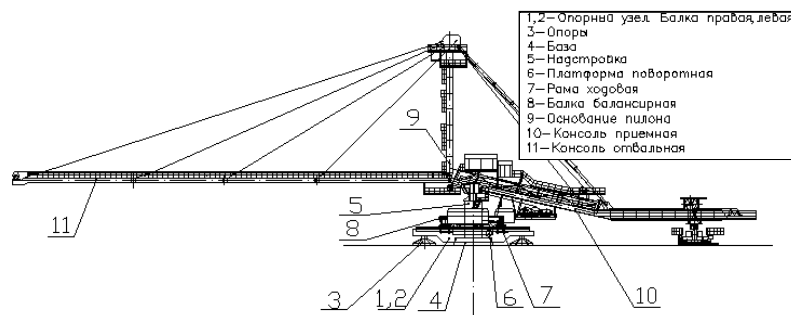


Рис. 2. Схема взаимного расположения силовых металлоконструкций отвалообразователя ОШС-4000/125, изд. 126

Таблица 7

Среднее значение скорости коррозии элементов металлоконструкции отвалообразователя ОШС-4000/125, черт. 126.00.00.000, №1 и №2

№	Узел металлоконструкции		Среднее значение скорости коррозии V_k , мм/год	
			зав. №1	зав. №2
1.	Металлоконструкция опорно-ходовой части		0.06	0.02
2.1	Металлоконструкция системы консолей	открытое сечение	0.05	0.02
2.2		закрытое сечение	0.05	0.02

Существует несколько классификаций разделения атмосферной среды на основные типы по их коррозионной активности (табл. 8), а также классификации мест эксплуатации в зависимости от скорости протекания коррозионного процесса с учетом химического состава атмосферы и процентного содержания влажности (табл. 9).

Таблица 8

Содержание в атмосфере на открытом воздухе коррозионно-активных агентов

Типы атмосферы		Содержание коррозионных агентов
Обозначение	Наименование	
I	Условно чистая	$SO_2 < 0,025$ мг/м ³ , хлориды меньше 0,3 мг/м ³ в сутки
II	Промышленная	SO_2 от 0,025 до 0,31 мг/м ³ , хлориды меньше 0,3 мг/м ³ в сутки
III	Морская	$SO_2 < 0,025$ мг/м ³ , хлориды от 30 до 300 мг/м ³ в сутки
IV	Приморско – промышленная	SO_2 от 0,025 до 0,31 мг/м ³ , хлориды от 0,3 до 30 мг/м ³ в сутки

Таблица 9

Классификация мест эксплуатации по степени агрессивности атмосфер

Категория	Виды и количество газов в атмосфере	Относительная влажность, %	Расчетная скорость коррозии, мм/год
А	Неагрессивная или слабоагрессивная среда, содержащая SO_2 в количестве менее 0,01 мг/л	Менее 45	0,03-0,05 (0,04)
Б	Агрессивная среда с более значительным содержанием SO_2 – от 0,01 до 0,015 мг/л	45-60	0,05-0,08 (0,065)
В	Агрессивная среда с содержанием SO_2 и H_2S - от 0,015 до 0,025 мг/л	Более 60	0,08-0,12 (0,1)
Г	Сильно агрессивная среда с содержанием SO_2 более 0,025 мг/л	Более 60	>0.15

Полученные данные свидетельствуют, что скорость коррозии напрямую зависит:

- от типа и сечения узлов металлоконструкции, наибольшая величина коррозии выявлена в металлоконструкциях трубчато – балочного сечения, закрытого типа. При рассмотрении балок в сечении величина коррозии возрастает по мере приближения к нижней стенке (поясу) балок;
- от наличия «карманов» в узлах сочленения металлоконструкций и, как следствие, скапливания в них грунта, что значительно сопутствует процессу коррозии. В процессе эксплуатации необходимо составить схему данных мест и регулярно, по мере скапливания, производить их очистку и восстановление при необходимости лакокрасочного покрытия. Действенность

данной меры отчетливо видна на примере машин черт. 126.00.00.000 №1 и №2, карьер Мурунтау, р. Узбекистан;

- от наличия дренажных отверстий в металлоконструкции (примером может служить постоянное скопление влаги в отеках базы отвалообразователей);

- от технологических особенностей условий работы машины: так, руда, транспортируемая отвалообразователем черт. 126.00.00.000, № 1, проходит постоянное смачивание в целях уменьшения запыленности;

- от качества изготовления металлоконструкций.

Иллюстрации состояния исследуемых металлоконструкций приведены на рис. 3-7.

Величина коррозионного повреждения несущей металлоконструкции отвалообразователей ОШС-4000/125, черт. 126.00.00.000, №1 и №2 и ОШС-4000/125, черт. 152.00.00.000, с учетом условий эксплуатации – слабоагрессивная среда, категория А (табл. 9) и скорости коррозии, полученной экспериментальным путем, допускает их дальнейшую эксплуатацию с проведением регулярных осмотров не реже одного раза в неделю, и планового инструментального обследования через 4 года.

Заключение. Методика и результаты проведенных исследований коррозионного утонения элементов отвалообразователей ОШС-4000/125 конструкции и производства ОАО «Азовмаш» являются частью комплекса расчетно-экспериментальных исследований машин данного типа. При этом они являются базой экспериментальных данных, служащих в качестве опорных для последующего расчетного определения несущей способности и остаточного ресурса силовых элементов высоконагруженных машин, подверженных действию коррозионного износа.



Рис. 3. Отвальная консоль, пилон и жесткие горизонтальные тяги (ОШС черт.152.00.00.000)



Рис. 4. Узлы сочленения фермы (карманы). Приемная консоль (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 5. Вода в полостях базы (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 6. Налипание грунта на металлоконструкции в связи с постоянным смачиванием (ОШС черт. 126.00.00.000)



Рис. 7. Замеры толщины по балкам ходовым, зачищено место на участке механического сужения в связи с воздействием ролика и на свободном участке (ОШС черт. 126.00.00.000)

сти Центрального рудоуправления Навоийского горно-металлургического комбината, Мариуполь 2007 г. 7. *ОТЧЕТ* № 470-07/3-10 Исследование технического состояния металлоконструкции отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №2 собственности Центрального рудоуправления Навоийского горно-металлургического комбината, Мариуполь 2007 г. 8. *ОТЧЕТ* №1 Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №1, Мариуполь 2011 г. 9. *ОТЧЕТ* №2 Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав. №2, Мариуполь 2011 г.

Поступила в редколлегию 20.09.11

УДК 621.833

С.В. ШЕВЧЕНКО, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля,
В.П. ШИШОВ, д.т.н., проф. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля,
Е.А. МАЗНЕВ, к.т.н., доц. каф. ЛПП ВНУ им. В. Даля,
П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ЗАДАННОЙ ЛОКАЛИЗАЦИЕЙ КОНТАКТА

Викладено результати дослідження, присвяченого синтезу черв'ячної пари із точковим контактом в експлуатаційному зацепленні.

Приведены результаты исследований, посвященных синтезу червячной пары с точечным контактом в эксплуатационном зацеплении.

Results of the research devoted to synthesis of worm pair with dot contact in an operation linkage are explained.

Постановка проблемы. Пространственные передачи зацеплением и в их числе червячные на протяжении последних десятилетий неизменно входят в состав механических приводов большинства машин различного назначения, во многом определяя их качественные показатели. Поэтому задача повышения нагрузочной способности и долговечности таких передач является актуальной и может быть отнесена к проблеме многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ литературы. Одним из эффективных способов повышения работоспособности является локализация контакта. Переход от линейчатого контакта к локализованному является актуальной задачей, так как это позволяет снизить чувствительность червячных передач к погрешностям изготовления и деформациям. В конечном итоге, передачи с точечным контактом рабочих поверхностей имеют преимущества по нагрузочной способности и КПД.

Локализованный контакт в червячном зацеплении может быть достигнут двумя способами:

- созданием линии контакта, форма и (или) длина которой отличается от традиционной линии контакта;
- заменой линейчатого контакта на точечный, который в результате упругих деформаций соприкасающихся поверхностей принимает форму площадки, близкой к эллиптической.

Номинальный точечный контакт сопряженных поверхностей червячной пары можно обеспечить различными способами. Один из них, технологически очень простой, был предложен в [2]. Особенность его заключается в том, что реализация точечного контакта не требует новых исходных контуров червяка и фрезы, а также изменений в существующей технологии изготовления червячной пары. В станочном зацеплении здесь взаимодействуют архимедова фреза (ZA) и нарезанные ею зубья колеса (GA), а в эксплуатационном зацеплении с этими зубьями входят в контакт витки эвольвентного червяка (ZJ). Так как ZJ , будучи «вложенным» в ZA , соприкасается с последним по винтовой линии, то в зацеплении $[ZJ+GA]$ контакт между ними будет не по линии, а в точках. Анализ такого контактирования в первом приближении рассмотрен в работе [3].

Как уже было отмечено, точечный контакт поверхностей, рассматриваемый в физическом смысле, то есть с учетом упругих свойств витков и зубьев, представляет собой эллиптическую площадку. Управлять размерами этого эллипса в передачах [2, 3] не представляется возможным.

Цель статьи. Синтезировать профиль червяка, витки которого имели бы геометрически точечный контакт с зубьями колеса GA при заданной степени локализации физического контакта.

1. Исходные данные. Исходной величиной для решения этой задачи был принят коэффициент эллиптичности K_Σ физического контакта синтезируемого червяка ZF и зубьев колеса GA : $K_\Sigma = a/b$, где a , b – большая и малая полуоси эллипса соответственно.

После подстановки выражений для a и b [4] получим зависимость для K_Σ в развернутом виде:

$$K_\Sigma = \sqrt{\frac{\chi_I + \chi_{II} - k_{2I} - k_{2II} + \sqrt{(\chi_I - \chi_{II})^2 + (k_{2I} - k_{2II})^2} - 2(\chi_I - \chi_{II})(k_{2I} - k_{2II})\cos 2\sigma}{\chi_I + \chi_{II} - k_{2I} - k_{2II} - \sqrt{(\chi_I - \chi_{II})^2 + (k_{2I} - k_{2II})^2} - 2(\chi_I - \chi_{II})(k_{2I} - k_{2II})\cos 2\sigma}}.$$

Здесь χ_I и χ_{II} – первая (χ_I) и вторая (χ_{II}) главные кривизны синтезируемой поверхности витков червяка ZF в точке контакта с зубьями колеса GA ; k_{2I} и k_{2II} – первая (k_{2I}) и вторая (k_{2II}) главные кривизны поверхности GA в точке контакта с поверхностью ZF ; σ – угол между главными направлениями ZF и GA с кривизнами χ_I и k_{2I} соответственно.

2. Определение главных кривизн χ_I и χ_{II} . Витки червяка ZF являются геликоидом, уравнение которого в параметрической форме имеет вид:

$$X = f_1 \cdot \cos v; Y = f_1 \cdot \sin v; Z = P \cdot v + f_3(f_1); \quad (1)$$

где f_1 , v – независимые переменные; $f_3 = f_3(f_1)$ – искомая функция осевого профиля витков ZF .

Главные кривизны поверхности (1) находятся с использованием коэффициентов 1-й и 2-й квадратичных форм [5]:

$$\chi_{I,II} = \frac{-t_2 \pm \sqrt{t_2^2 - 4t_1 \cdot t_3}}{2t_1},$$

где $t_1 = E \cdot G - F^2$; $t_2 = ED'' + G \cdot D - 2F \cdot D'$; $t_3 = D \cdot D'' - (D')^2$.

Коэффициенты 1-й квадратичной формы поверхности ZF : $E = 1 + \dot{f}_3^2$; $F = P \cdot \dot{f}_3$; $G = f_1^2 + P^2$; $h = \sqrt{P^2 + (1 + \dot{f}_3^2) \cdot f_1^2}$. Коэффициенты 2-й квадратичной формы поверхности ZF : $D = \frac{f_1 \cdot \ddot{f}_3}{h}$; $D' = \frac{-P}{h}$; $D'' = \frac{f_1^2 \cdot \dot{f}_3}{h}$. Принятые здесь обозначения: $\dot{f}_3 = df_3/df_1$; $\ddot{f}_3 = d^2 f_3/df_1^2$; $P = r_1 \cdot \tan \gamma$ – параметр червяка ZF ; (r_1 и γ – делительный радиус и делительный угол подъема витков ZF).

3. Определение главных кривизн k_{2I} и k_{2II} . В станочном зацеплении $[ZA+GA]$ фреза ZA является огибаемой поверхностью, а зубья колеса GA – огибающими поверхностями. Поэтому параметры более сложных в математическом описании поверхностей GA выразим через более простую поверхность ZA , уравнение которой зададим в параметрическом виде:

$$X_1 = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \cos v; Y_1 = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \sin v; Z_1 = P \cdot v - u \cdot \sin \alpha_u;$$

где u , v – независимые переменные; α_u – угол осевого профиля червяка ZA

на делительном цилиндре (константа).

Главные кривизны $k_{2I,II}$ на зубьях колеса GA определяются известной формулой Б.О. Родрига [4]:

$$k_{2I,II} = -\frac{\dot{e}_{r2}}{V_{r2}},$$

где $\dot{e}_{r2}$ – скорость конца орта нормали для точки контакта на зубе GA ; V_{r2} – скорость точки контакта на поверхности зуба GA ; индексы I и II обозначают главные направления на GA .

Используя кинематический метод, связывающий $\dot{e}_{r2}$ и V_{r2} с $\dot{e}_{r1}$ и V_{r1} , получим развернутые зависимости для $\dot{e}_{r2}$ и V_{r2} :

$$\dot{e}_{r2} = \left[\left(\dot{e}_{xu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{xv} \cdot \frac{dv}{dt} - w_2 \cdot e_{1z} - w_1 \cdot e_{1y} \right)^2 + \left(\dot{e}_{yu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{yv} \cdot \frac{dv}{dt} + w_1 \cdot e_{1x} \right)^2 + \left(\dot{e}_{zu} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{e}_{zv} \cdot \frac{dv}{dt} - w_2 \cdot e_{1z} - w_1 \cdot e_{1y} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (2)$$

$$V_{r2} = \left\{ \left(\dot{X}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{X}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} - Y_1 - Z_1 \cdot \frac{\cos \phi_1}{U_{12}} \right)^2 + \left(\dot{Y}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{Y}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} + X_1 + Z_1 \cdot \frac{\sin \phi_1}{U_{12}} \right)^2 + \left[\dot{Z}_{1u} \cdot \frac{du}{dt} + \dot{Z}_{1v} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{(X_1 \cdot \cos \phi_1 - Y_1 \cdot \sin \phi_1 + a_w)}{U_{12}} \right]^2 \right\}^{0,5}. \quad (3)$$

Параметры a_w , U_{12} , w_1 являются константами и берутся из обычного инженерного расчета червячной передачи. Угол поворота ϕ_1 червяка ZF является переменной величиной и задается с требуемым шагом в пределах полного оборота ZF .

Частные производные координат ZF и орта нормали к ней определяют-ся выражениями:

$$\begin{cases} \dot{X}_{1u} = \frac{\partial X_1}{\partial u} = \cos \alpha_u \cdot \cos v; & \dot{X}_{1v} = \frac{\partial X_1}{\partial v} = -u \cdot \cos \alpha_u \cdot \sin v; \\ \dot{Y}_{1u} = \frac{\partial Y_1}{\partial u} = \cos \alpha_u \cdot \sin v; & \dot{Y}_{1v} = \frac{\partial Y_1}{\partial v} = u \cdot \cos \alpha_u \cdot \cos v; \\ \dot{Z}_{1u} = \frac{\partial Z_1}{\partial u} = -\sin \alpha_u; & \dot{Z}_{1v} = \frac{\partial Z_1}{\partial v} = P. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{e}_{xu} = \frac{\partial e_x}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{xu} \cdot n - n_x \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{xv} = \frac{\partial e_x}{\partial v} = \frac{\dot{n}_{xv}}{n}; \\ \dot{e}_{yu} = \frac{\partial e_y}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{yu} \cdot n - n_y \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{yv} = \frac{\partial e_y}{\partial v} = \frac{\dot{n}_{yv}}{n}; \\ \dot{e}_{zu} = \frac{\partial e_z}{\partial u} = \frac{\dot{n}_{zu} \cdot n - n_z \cdot \dot{n}_u}{n^2}; & \dot{e}_{zv} = \frac{\partial e_z}{\partial v} = 0. \end{cases}$$

Здесь

$$n = \sqrt{P^2 + u^2} \cdot \cos \alpha_u; \quad \dot{n}_u = u \cdot \cos \alpha_u / \sqrt{P^2 + u^2};$$

$$\begin{cases} \dot{n}_{xu} = (\sin \alpha_u \cdot \cos v + P \cdot \sin v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{yu} = (\sin \alpha_u \cdot \sin v - P \cdot \cos v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{zu} = \cos^2 \alpha_u. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{n}_{xv} = (P \cdot \cos v - u \cdot \sin \alpha_u \cdot \sin v) \cdot \cos \alpha_u; \\ \dot{n}_{yv} = (P \cdot \sin v + u \cdot \sin \alpha_u \cdot \cos v) \cdot \cos \alpha_u. \end{cases}$$

Производные du/dt и dv/dt , входящие в зависимости (2) и (3), определяют главные направления I и II на ZF и находятся из условия коллинеарности векторов $\vec{e}_{r1}$ и $\vec{V}_{r1}$ [4]:

$$\frac{\dot{e}_{r1x}}{V_{r1x}} = \frac{\dot{e}_{r1y}}{V_{r1y}} = \frac{\dot{e}_{r1z}}{V_{r1z}}. \quad (4)$$

Из трех равенств, входящих в соотношение (4), используем любые два (третье, как известно, будет являться тождеством). В результате значения du/dt и dv/dt – это корни системы двух квадратных уравнений:

$$\begin{cases} (\dot{e}_{xu} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot X_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \dot{e}_{xv} \cdot \dot{Z}_{1v} \cdot \left(\frac{dv}{dt} \right)^2 + \\ + (\dot{e}_{xu} \cdot \dot{Z}_{1v} + \dot{e}_{xv} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot X_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \cdot \frac{dv}{dt} \right) = 0; \\ (\dot{e}_{yu} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot Y_{1u}) \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \dot{e}_{yv} \cdot \dot{Z}_{1v} \cdot \left(\frac{dv}{dt} \right)^2 + \\ + (\dot{e}_{yu} \cdot \dot{Z}_{1v} + \dot{e}_{yv} \cdot \dot{Z}_{1u} - \dot{e}_{zu} \cdot Y_{1v}) \left(\frac{du}{dt} \cdot \frac{dv}{dt} \right) = 0. \end{cases}$$

4. Определение угла σ . Искомое значение угла σ находится из уравнения [4] $\operatorname{tg} \sigma = \frac{V_{rF(II)} + V_{12F(II)}}{V_{rF(I)} + V_{12F(I)}}$, которое содержит проекции скорости точки

контакта по поверхности ZF на ее главные направления – $V_{rF(I,II)}$, а также проекции на те же направления скорости относительного движения звеньев передачи $[ZF+GA] - V_{12F(I,II)}$.

Для поверхности ZF , заданной уравнениями (1):

$$V_{rF} = \sqrt{\left(\dot{X}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{X}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\dot{Y}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{Y}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\dot{Z}_f \cdot \frac{df_1}{dt} + \dot{Z}_v \cdot \frac{dv}{dt}\right)^2}. \quad (5)$$

Если значения df_1/dt и dv/dt определить для I -го и II -го главных направлений на ZF , то найденная по формуле (5) скорость будет давать искомые значения $V_{rF(I,II)}$.

Требуемые величины df_1/dt и dv/dt находятся, как и для червяка ZA , из условия коллинеарности векторов $\vec{e}_{rF}$ и $\vec{V}_{rF}$. В результате, опуская преобразования, система двух квадратных уравнений, из которых определяются df_1/dt и dv/dt , соответствующие I -му и II -му главным направлениям на ZF , имеет вид:

$$\begin{cases} (\dot{e}_{Fxf} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fzf} \cdot \cos v) \cdot (df_1/dt)^2 + P \cdot \dot{e}_{Fzv} \cdot (dv/dt)^2 + \\ + (P \cdot \dot{e}_{Fxf} + \dot{e}_{Fzv} \cdot \dot{f}_3 + \dot{e}_{Fzf} \cdot f_1 \cdot \sin v) \cdot [(df_1/dt) \cdot (dv/dt)] = 0; \\ (\dot{e}_{Fyf} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fzf} \cdot \sin v) \cdot (df_1/dt)^2 + P \cdot \dot{e}_{Fyv} \cdot (dv/dt)^2 + \\ + (P \cdot \dot{e}_{Fyf} + \dot{e}_{Fyv} \cdot \dot{f}_3 - \dot{e}_{Fzf} \cdot f_1 \cdot \cos v) \cdot [(df_1/dt) \cdot (dv/dt)] = 0. \end{cases}$$

Здесь

$$\begin{cases} \dot{e}_{Fxf} = \frac{\dot{n}_{Fxf} \cdot n_F - n_{Fx} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fzv} = \frac{\dot{n}_{Fzv}}{n_F}; \\ \dot{e}_{Fyf} = \frac{\dot{n}_{Fyf} \cdot n_F - n_{Fy} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fyv} = \frac{\dot{n}_{Fyv}}{n_F}; \\ \dot{e}_{Fzf} = \frac{n_F - n_{Fz} \cdot \dot{n}_{Ff}}{n_F^2}; & \dot{e}_{Fzv} = 0. \end{cases}$$

Модуль нормали, проекции нормали и их производные определяются следующими соотношениями:

$$n_F = \sqrt{P^2 + f_1^2 \cdot (1 + \dot{f}_3^2)}; \quad \dot{n}_{Ff} = 2f_1 \cdot \frac{\dot{f}_3 \cdot (\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) + 1}{\sqrt{P^2 + f_1^2 \cdot (1 + \dot{f}_3^2)}}.$$

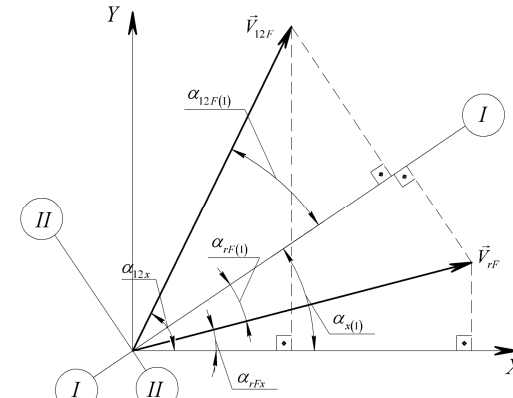


Рис. Схема к расчету модуля относительной скорости движения

$$\begin{cases} \dot{n}_{Fxf} = -(\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) \cdot \cos v; \\ \dot{n}_{Fzv} = P \cdot \cos v + f_1 \cdot \dot{f}_3 \cdot \sin v; \\ \dot{n}_{Fyf} = -(\dot{f}_3 + f_1 \cdot \ddot{f}_3) \cdot \sin v; \\ \dot{n}_{Fyv} = P \cdot \sin v - f_1 \cdot \dot{f}_3 \cdot \cos v. \end{cases}$$

Расчеты $V_{12F(I)}$ иллюстрирует схема рисунка, на которой показана взаимосвязь этого параметра с V_{rF} и главными направлениями I и II на поверхности ZF в точке контакта.

Из схемы следует, что

$$V_{12F(I)} = V_{12F} \cdot \cos \alpha_{12F(I)}.$$

Модуль относительной скорости движения звеньев $[ZF+GA]$ в системе координат $\{X,Y,Z\}$:

$$V_{12F} = \frac{1}{U_{12}} \left[(Y \cdot U_{12}^2 + Z \cdot \cos \phi_1)^2 + (X \cdot U_{12}^2 + Z \cdot \sin \phi_1)^2 + (X \cdot \cos \phi_1 - Y \cdot \sin \phi_1 + a_w)^2 \right]^{0,5}.$$

Входящий в V_{12F} угол поворота червяка ϕ_1 выражается через независимые переменные $[f_1, v]$ червяка ZF , для чего используется уравнение зацепления пары $[ZF+GA]$: $\vec{n}_F \cdot \vec{V}_{12F} = 0$, которое в развернутом виде определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} & - (P \cdot \sin v - f_1 \dot{f}_3 \cos v) \cdot (Y \cdot u_{12} + Z \cdot \cos \phi_1) - \\ & - (P \cdot \cos v - f_1 \dot{f}_3 \sin v) \cdot (X \cdot u_{12} + Z \cdot \sin \phi_1) + \\ & + f_1 (X \cdot \cos \phi_1 - Y \cdot \sin \phi_1 + a_w) = 0. \end{aligned}$$

Угол $\alpha_{12F(I)}$ между $\vec{V}_{12F}$ и I -м главным направлением на ZF находится непосредственно из схемы:

$$\alpha_{12F(I)} = \alpha_{12x} - \alpha_{x(I)},$$

$$\text{где} \quad \alpha_{12x} = \arccos \left(\frac{V_{12Fx}}{V_{12F}} \right); \quad \alpha_{x(I)} = \alpha_{rF(I)} + \alpha_{rFx} \quad (\text{здесь } V_{12Fx} = Y + \frac{Z \cdot \cos \phi_1}{U_{12}}).$$

$$\text{Углы } \alpha_{rF(I)} \text{ и } \alpha_{rFx} - \alpha_{rF(I)} = \arccos\left(\frac{V_{rF(I)}}{V_{rF}}\right); \quad \alpha_{rFx} = \arccos\left(\frac{V_{rFx}}{V_{rF}}\right).$$

Определив $V_{12F(I)}$ и зная V_{12F} , легко найти вторую проекцию V_{12F} – на II -е главное направление:

$$V_{12F(II)} = \sqrt{V_{12F}^2 - V_{12F(I)}^2}.$$

Выводы. 1. Рассмотрена задача синтеза червячного зацепления с локализованным контактом сопряженных поверхностей витков червяка ZF и зубьев колеса GA . Зубья колеса образованы в станочном зацеплении с архимедовой фрезой ZA .

2. Решение поставленной задачи сводится к нахождению осевого профиля $f_3 = f_3(f_1)$ червяка ZF по заданному коэффициенту эллиптичности K_Σ мгновенной площади контакта червяка ZF и зубьев колеса GA , для чего требуется интегрирование дифференциального уравнения второго порядка $\Phi(f_3, \dot{f}_3, \ddot{f}_3) = 0$.

3. Найденные значения f_3 для различных углов поворота червяка ϕ_1 аппроксимируются некоторой кривой, которая является исходным контуром синтезированного червяка ZF .

Список литературы. 1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Львів, Машинознавство, 2002, №10(64). – с.26 – 40. 2. А.с. № 904410 СССР МКИ F16H 1/16. Червячная передача / С.В. Шевченко, В.П. Шишов, В.И. Подройко. – 2911046/25-28; Заявл. 21.04.1980; Опубл. в бюл. № 15, 1982. 3. Шевченко С.В., Ткач П.Н. Локализация контакта в червячном зацеплении на базе стандартных элементов передачи // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2010. – № 1. – С. 49-55. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 5. Люкшин В.С. Теория винтовых поверхностей в проектировании режущих инструментов. – М.: Машиностроение, 1968. – 372 с.

Поступила в редколлегию 20.09.11

СОДЕРЖАНИЕ

А.П. МАРЧЕНКО, А.Л. ГРИГОРЬЕВ, А.А. ЗАРУБИНА, Н.А. ТКАЧУК 90-летие профессора А.А. Грунауэра.....	3
С.А. НАЗАРЕНКО, В.Л. ХАВИН, Н.В. НЕПРАН, Л.П. СЕМЕНЕНКО Основные работы профессора Д. С. Зернова.....	16
И.В. АРТЕМОВ Динамика систем с конечным числом степеней свободы при импульсном нагружении.....	23
И.В. АРТЕМОВ, Е.Н. БАРЧАН, Ю.В. КОСТЕНКО Экспериментальное исследование работы усовершенствованной виброударной машины	46
О.А. ИЩЕНКО, Н.А. ДЕМИНА, А.В. ГРАБОВСКИЙ, А.В. ТКАЧУК Базовые плиты разделительных штампов: напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия.....	50
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, С.Т. БРУЛЬ, В.М. МАЗИН, А.Ю. ВАСИЛЬЕВ Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки.....	59
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, А.В. ЛИТВИНЕНКО, Г.П. ГЛИНИН, Н.А. ТКАЧУК Базовые экспериментальные исследования автоотопливозаправщиков: методика, результаты, проектно-технологические рекомендации.....	65
В. И. ЛЯШЕНКО О кинематике машины с приводом маятникового типа и методике его расчета.....	93
Н.Б. НЕГРОБОВА Влияние формы поверхностей контактирующих тел конечных размеров на распределение контактных давлений.....	98
М.М. ПЕКЛИЧ, А.Н. ТКАЧУК, М.М. ПЕКЛИЧ Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния корпуса конвертора на модели из низкомолекулярного материала.....	102
Е.К. ПОСВЯТЕНКО, С.С. Д'ЯЧЕНКО, В.Г. ГОНЧАРОВ, М.А. ТКАЧУК, В.М. ШЕРЕМЕТ, О.В. КОХАНОВСЬКА, С.О. КРАВЧЕНКО Числове обґрунтування параметрів дискретного зміщення високонавантажених деталей машин.....	111
А.П. ПОПОВ, Ю.Н. КИПРЕЕВ, О.И. САВЕНКОВ Повышение контактной прочности зубчатых муфт путем модификации зубьев.....	137
В.И. СЕРИКОВ Оценка согласованности элементов кинематической цепи механизмов доставки стандартных грузов.....	148
В. В. СТАВИЦКИЙ, П. Л. НОСКО Определение механического КПД в зубчатом зацеплении с учетом условий эксплуатации.....	152
В. Н. СРЕЛЬНИКОВ, Ю.В. СРЕЛЬНИКОВ Получение дифференциальных уравнений удовлетворяющих компонентам вектора смещения ролика передачи с промежуточными телами качения.....	165
Н.Э. ТЕРНЮК, А.И. ПАВЛОВ Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением....	172
П.В. ЧУРБАНОВ Анализ коррозионного повреждения элементов несущих металлоконструкций отвалобразователей ОШС-4000/125 производства ОАО «Азовмаш».....	175
С.В. ШЕВЧЕНКО, В.П. ШИШОВ, Е.А. МАЗНЕВ, П.Н. ТКАЧ Синтез червячного зацепления с заданной локализацией	184

CONTENTS

A.P. MARCHENKO, A.L. GRIGORYEV, A.A. ZARUBINA, N.A. TKACHUK Professor A.A. Grunauer 90th Anniversary.....	3
S.A. NAZARENKO, V.L. KHAVIN, N.V. NEPRAN, L.P. SEMENENKO Professor D.S. Zernov main works.....	16
I.V. ARTYOMOV Dynamics of systems with finite number of degrees of freedom under impact loading.....	23
I.V. ARTYOMOV, E.N. BARCHAN, Y.V. KOSTENKO Experimental study of advanced vibroimpact machine work.....	46
O.A. ISCHENKO, N.A. DYOMINA, A.V. GRABOVSKIY, A.V. TKACHUK Separating stamps base plates: stress-strain state taking into account contact interaction.....	50
I.N. KARAPEYCHIK, S.T. BRUL, V.M. MAZIN, A.Y. VASILYEV Numerical modeling of thin-walled construction reaction on shock-wave loading action.....	59
I.N. KARAPEYCHIK, A.V. LITVINENKO, G.P. GLININ, N.A. TKACHUK Basic experimental studies of bowsers: methods, results, design and technological recommendations	65
V.I. LYASHENKO On the Kinematics of Pendulum Driven Machine and Method of Its Calculation.....	93
N.B. NEGROBOVA Effect of surface shape of finite size contacting bodies on the distribution of contact pressure.....	98
M.M. PEKLICH, A.N. TKACHUK, M.M. PEKLICH Experimental study of converter housing stress-strain state for low-modulus material models.....	102
E.K. POSVYATENKO, S.S. DYACHENKO, V.G. GONCHAROV, M.A. TKACHUK, V.M. SHEREMET, O.V. KOKHANOVSKA, S.A. KRAVCHENKO Numerical foundations of discrete strengthening parameters of high-loaded machines details.....	111
A.P. POPOV, YU.N. KIPREJEV, O.I. SAVENKOV Improving the gear couplings contact strength through teeth modification.....	137
V.I. SERIKOV Estimation of coherence of mechanisms kinematic chain elements for delivery of standard goods	148
V.V. STAVITSKYI, P. L. NOSKO Determination of mechanical efficiency factor in the gearing taking into account service conditions	152
V.N. STREL'NIKOV, Y.V. STREL'NIKOV Obtaining the differential equations satisfied by displacement vector components of transfer roller with intermediate rolling elements.....	165
N.E. TERNYUK, A.I. PAVLOV Design and calculation of gears geometry with evolute catching.....	172
P.V. CHURBANOV Analysis of corrosion damage of bearing metalwork elements of spreader oss-4000/125 by "AZOVMASH" production.....	175
S.V. SHEVCHENKO, V.P. SHISHOV, E.A. MAZNEV, P.N. TKACH Synthesis of worm gearing with given localization	184

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Тематичний випуск
“МАШИНОЗНАВСТВО та САПР”

Збірник наукових праць
№ 51

Науковий редактор
Ткачук М.А.

Технічний редактор
Ткачук Г.В.

Відповідальний за випуск
Обухова І.Б.

Обл. вид. № 177-11

Підп. до друку 2.12.2011 р. Формат 60х90/16. Папір офісний.
Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,7.
Обл.-вид. арк.10,0. Тираж 300 прим. Зам. № 030183.

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р.
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16.