

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

УДК 621.81.

Суков Максим Геннадійович

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ХВИЛЬОВИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДІВ ПОТУЖНИХ МАШИН**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати
власних досліджень.
Використання ідей, результатів і
текстів інших авторів мають
посилання на відповідне джерело

_____ Суков М.Г.

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую:

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06

_____ Шоловій Ю.П.

Науковий керівник
Малашенко Володимир Олександрович,
доктор технічних наук, професор

Львів – 2021

Анотація

Суков М.Г. Обґрунтування параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач приводів потужних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство (131 – прикладна механіка).

– Національного університету „Львівська політехніка”, Міністерства освіти і науки України, Львів, 2021.

Дисертаційна робота присвячена розробці наукових методів и засобів підвищення навантажувальної здатності великогабаритних хвильових зубчастих передач, що представляє особливу актуальність для важкого машинобудування.

Силовий аналіз деформованого зубчастого зачеплення заснований на фізичних та математичних моделях, які охоплюють тривимірну силову взаємодію гнучкого елемента у сполученнях вищих кінематичних пар. Теоретичні та експериментальні дослідження комплексних моделей забезпечили підвищення точності результатів тривимірного кількісного та якісного розподілення сил у зубчастому зачепленні, а також дозволили визначити граничні умови прояву інтерференції та проскакування зубів.

Дослідження кінематичних процесів у зубчастому зачепленні хвильової передачі, дозволили визначити швидкості точок гнучкого колеса у радіальному \dot{w} та коловому \dot{v} напрямках, та швидкість ковзання зубів V_S , оцінити поле зачеплення за критеріями мінімізації швидкості ковзання, зношування та заклинювання зубів, енергетичних втрат.

Розроблені математичні моделі напружено-деформованого стану гнучкого колеса у вигляді циліндричної оболонки защемленої по торцям, зубчастого та шліцьового вінців з'єднаних циліндричною оболонкою, для розрахунку методом кінцевих елементів. Це дозволило встановити

розподілення напружень, а також лінійні та кутові деформації гнучкого колеса.

Встановлено вплив конструктивних факторів на інтерференцію та енергетичні втрати у зубчастому зачепленні хвильової передачі. Величина енергетичних втрат здебільшого зумовлена великою протяжністю поля зачеплення.

Порівняльний аналіз отриманих результатів підтвердив адекватність виконаних теоретичних та експериментальних досліджень, що забезпечило суттєве зниження енергетичних втрат та підвищення навантажувальної здатності великогабаритних хвильових редукторів.

Ключові слова: хвильова передача, інтерференція зубців, аналіз, навантажувальна здатність, гнучке колесо, генератор хвиль, напруження, деформації, ККД, осьові сили.

ANNOTATION

Sukov M.G. Substantiation of parameters of large-wave wave gears of drives of powerful machines. - Manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences in specialty 05.02.02 – Machinescience (131 – Applied Mechanics). National University “Lviv Polytechnic” of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2021.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.02.02 - Mechanical engineering. - East Ukrainian National University. Vladimir Dahl. The dissertation is devoted to the development of scientific methods and means of increasing the load capacity of large wave gears, which is especially relevant for heavy engineering. The force analysis of deformed gearing is based on physical and mathematical models that cover the three-dimensional force interaction of a flexible element in combinations of higher kinematic pairs. Theoretical and experimental studies of complex models have improved the accuracy of the results of three-dimensional quantitative and

qualitative distribution of forces in the gearing, as well as allowed to determine the boundary conditions for the manifestation of interference and skipping teeth.

Studies of kinematic processes in the gearing of the wave transmission, allowed to determine the velocities of the points of the flexible wheel in the radial and circular directions, and the speed of sliding teeth, to evaluate the gearing field by minimizing the speed of sliding, wear and jamming of teeth, energy losses. Mathematical models of the stress-strain state of a flexible wheel in the form of a cylindrical shell clamped at the ends, toothed and splined crowns connected by a cylindrical shell have been developed for calculation by the finite element method.

This allowed to establish the stress distribution, as well as linear and angular deformations of the flexible wheel. The influence of design factors on interference and energy losses in gear transmission of wave transmission is established. The magnitude of energy losses is mainly due to the large length of the engagement field. Comparative analysis of the obtained results confirmed the adequacy of the performed theoretical and experimental studies, which provided a significant reduction in energy losses and increased load capacity of large wave reducers.

Key words: wave transmission, teeth interference, analysis, loading capacity, flexible wheel, wave generator, stress, deformation, efficiency, axial forces.

АННОТАЦИЯ

Суков М. Г. Обоснование параметров крупногабаритных волновых зубчатых передач приводов мощных машин. – Рукопис.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение (131 – прикладная механика).

– Национального университету „Львовская политехника”, Министерства образования и науки Украины, Львов, 2021.

Диссертационная работа посвящена разработке научных методов и средств повышения нагрузочной способности крупных волновых зубчатых передач, что представляет особую актуальность для тяжелого машиностроения.

Выполнен силовой анализ деформированного зубчатого зацепления, основанный на комплексе физических и математических моделей, охватывающих трехмерное силовое взаимодействие гибкого звена в сопряжениях высших кинематических пар. Теоретические и экспериментальные исследования комплексных моделей обеспечили повышение точности научно обоснованных результатов трехмерного количественного и качественного распределения сил в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи, а также позволили определить граничные условия проявления интерференции и проскакивания зубьев.

Исследования кинематических процессов в зубчатом зацеплении волновой передачи позволили определить скорости точек гибкого колеса в радиальном \dot{w} и окружном \dot{v} направлениях, скорость скольжения зубьев V_S , оценить поле зацепления по критериям минимизации скорости скольжения, износа и заклинивания зубьев, энергетических потерь.

Разработаны математические модели напряженно-деформированного состояния гибкого колеса, представленного в виде цилиндрической оболочки защемленной по торцам, зубчатого и шлицевого венцов соединенных цилиндрической оболочкой, для расчета методом конечных элементов. Это позволило установить распределение напряжений, а также линейные и угловые деформации гибкого колеса.

Установлено влияние конструктивных факторов на интерференцию и энергетические потери в зубчатом зацеплении волновой передачи. Величина энергетических потерь во многом обусловлена большой протяжённостью поля зацепления. Сравнительный анализ полученных результатов подтвердил адекватность выполненных теоретических и экспериментальных исследований, что обеспечило существенное снижение энергетических потерь и повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов.

Ключевые слова: волновая передача, интерференция зубьев, анализ,

нагрузочная способность, гибкое колесо, генератор волн, напряжения, деформации, КПД, осевые силы.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях із індексацією Scopus

1. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Analysis of axial forces of heavy-duty harmonic gear drive. Advances in Engineering Research (AER), volume 157. International Conference "Actual Issues of Mechanical Engineering" (AIME 2018), pp. 584-589: <https://www.atlantis-press.com/proceedings/aime-18>.

2. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Stressed state of heavy-duty harmonic gear drive flexspline. Advances in Engineering Research, volume 158. International Conference on Aviaemechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018), pp. 391-398: <https://www.atlantis-press.com/proceedings/avent-18/articles>.

3. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Experimental investigation on interaction of wave disk generator with flexible gear. IPDME2018 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032028 IOP Publishing doi:10.1088/1755-1315/194/3/032028 1.

4. V. N. Strelnikov M. G. Sukov. Analysis of axial forces in harmonic drives of mining machines and heavy industrial equipment. HIRM-2019 Journal of Physics: Conference Series 1353 (2019) 012042 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1353/1/012042 1.

5. V. N. Strelnikov M. G. Sukov. Teeth interference in harmonic drives intended for heavy engineering. ITBI 2019 Journal of Physics: Conference Series 1333 (2019) 052025 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1333/5/052025 1.

Публікації у виданнях списку ВАК України

6. Стрельников В.Н. Синтез червячной передачи общего вида / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, А.И. Волошин, М.Г. Суков // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный

сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Вып. 41. – 373 с. – С. 303 – 310.

7. Стрельников В. Н. Анализ напряженного состояния гибкого колеса волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, А.И. Волошин, М.Г. Суков, Г.А. Лесняк // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Вып. 42. – 324 с. – С. 266 – 273.

8. Стрельников В.Н. Исследование напряженного состояния оболочки гибкого колеса крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, Г.А. Лесняк, Ю.П. Гавриш // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Тематический вып. “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2011. – Вып. 29’2011. – С. 170 – 179.

9. Стрельников В.Н. Определение деформаций и напряжений гибкого колеса крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Тематический вып. “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2012. – Вып. 35’2012. – С. 159 – 166.

10. Стрельников В.Н. Анализ осевых сил, возникающих на гибком колесе волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Тематический вып. “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2012. – Вып. 36’2012. – С. 140 – 145.

11. Стрельников В.Н. Экспериментальное исследование к.п.д. крупных волновых редукторов / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – Вып. 1, 2(44). – С. 244 – 250.

12. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние гибкого колеса в виде цилиндрической оболочки заземленной по торцам / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Прогрессивные технологии и

системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – Вып. 1, 2(45). – С. 227 – 234.

13. Стрельников В.Н. Разработка математической модели червячной пары для производства червячных передач на универсальных обрабатывающих центрах / В.Н. Стрельников Г.С. Суков, Н.Д. Воробьев, М.Г. Суков и др. // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Тематический вып. “Машиноведение и САПР”. – Харьков, 2013. – Вып. № 1 (975) – С. 130 – 139.

14. Стрельников В.Н. Представление напряженного состояния оболочки гибкого колеса волновой передачи через функцию напряжений / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2013. – №40’2013. – С. 165 – 170.

15. Стрельников В.Н. Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2013. – №41’2013. – С. 138 – 142.

16. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние гибкого колеса представленного сопряжением кольца и оболочки / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – Вып. 1, 2(46). – С. 272 – 282.

17. Стрельников В.Н. Трехмерное моделирование поверхностей зубьев в САД-системах для генерации программы к станкам с ЧПУ/ В.Н. Стрельников, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2018. – №25 (1301) 2018. – С. 135 – 139.

18. Малащенко В.А., Стрилец О.Р., Суков М.Г. Коэффициент полезного действия зубчатого дифференциала. Сучасні технології промислового комплексу: Збірник матеріалів VI Міжнародної науково-практичної конференції, 8–12 вересня 2020 року, Херсон. – 2020. – С. 304-309.

Публікації у виданнях списку ВАК Росії

19. Стрельников В.Н. Исследование осевых сил в крупных волновых редукторах / В.Н. Стрельников, М.Г. Суков // Известия Волг. гос. техн. ун. – та. – 2019. – № 6. – С. 30 – 35.

20. Стрельников В.Н. Интерференция зубьев в зацеплении крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, А.И. Волошин, М.Г. Суков // Вестник Белг. гос. техн. ун. – та им. В.Г. Шухова. – 2019. – № 1. – С. 142 – 149.

21. Стрельников В.Н. Разработка силовой модели зубчатого зацепления крупной волновой передачи. / В.Н. Стрельников, А.И. Волошин, М.Г. Суков // Вестник Донского гос. техн. ун. – та . – 2019. – № 2. – С. 120 – 129.

Публікації в інших виданнях

22. Стрельников В.Н. Исследование взаимодействия гибкого колеса с генератором волн / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Les problèmes contemporains de la technosphère et de la formation des cadres d'ingénieurs // Recueil des exposés des participants de la V Conférence internationale scientifique et méthodique à Tabarka du 06 au 15 octobre 2011. – Donetsk: UNTD, 2011. – P. 197 – 201.

23. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние диска волнообразователя / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, И.Ю. Нечепоренко // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XX международной научно - технической конференции в г. Севастополе 16 – 21 сентября 2013 г. в 3–х томах. – Донецк: ДонНТУ, 2013. Т. 3 – 302 с. – С. 46 – 54.

24. Малащенко В.О., Суков М.Г. Особливості розрахунків хвильових зубчастих передач великогабаритних приводів машин. Доповідь на Пленарному засіданні. – Харків-Одеса. Міжнародна науково-технічна конференція ЗП-2020. – С. 3.

25. Патент на корисну модель 85742 України, МПК В23D 31/00. Спосіб збирання ножиць / Коваленко В.І., Найдено Л.Ф., Вербицький В.Б., Суков М.Г., Калашников А.А., Грибанов О.В., Чудненко О.О.; заявник та патентовласник Публічне акціонерне товариство “Новокраматорський машинобудівний завод”. - № u 201307914; заявл. 21.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. № 22.

26. Розроблена та подана заявка на патент Малащенко В.О., Сологуб Б.В., Суков М.Г., Борис А.О. Обгінно-запобіжна муфта. № u 202006279 від 28.09.2020. – 5 с.

Примітка. Всього за темою дисертації опубліковано 34 наукові роботи у виданнях різних рівнів, але таки, що надруковані в однакових номерах журналів у наведений список праць автором не включено.

З М І С Т

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ	13
РОЗДІЛ 1.	
ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ХВИЛЬОВИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПРИВОДІВ ПОТУЖНИХ МАШИН	18
1.1 Актуальність питання про удосконалення хвильових зубчастих передач для приводів потужних машин	18
1.2 Стан питання. Аналіз досліджень з обґрунтування конструкцій та методів розрахунку хвильових зубчастих передач для приводів потужних машин	20
1.3 Обґрунтування напрямків досліджень з підвищення ефективності хвильових зубчастих передач. Мета та задачі дослідження	30
Висновки до розділу 1	32
РОЗДІЛ 2.	
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ У ДЕФОРМОВАНОМУ ХВИЛЬОВОМУ ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ	34
2.1 Методика моделювання взаємодії елементів зачеплення в процесі передачі обертаючого моменту	34
2.2 Дослідження впливу навантажень на елементи хвильової зубчастої передачі в період взаємодії жорсткого і гнучкого коліс з генератором хвиль	46
2.3 Аналіз силових факторів у деформованому зубчастому зачепленні	47
2.4 Дослідження обертального моменту на гнучкому зубчастому колесі	51
Висновки до розділу 2	67
РОЗДІЛ 3.	
ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ДЕФОРМОВАНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНОЇ ХВИЛЬОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	70
3.1 Обґрунтування відносного положення зубців в ВГХЗП в процесі роботи	70
3.2 Дослідження кінематичних параметрів в зачепленні ВГХЗП	82
3.3 Явище інтерференції в зубчастому зачепленні ВГХЗП	89
Висновки до розділу 3	93

РОЗДІЛ 4.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВГХЗП	97
4.1 Методика дослідження силової взаємодії елементів передачі	97
4.2 Дослідження процесу взаємодії гнучке колесо – зубчастий і шліцьовий вінці які пов’язані оболонкою	107
4.3 Розрахунок деформованого стану гнучкого колеса методом скінчених елементів	121
Висновки до розділу 4	128

РОЗДІЛ 5.

НАТУРНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ СТОСОВНО ПОТУЖНИХ ПРИВОДІВ МАШИН	130
5.1 Дослідження процесу взаємодії гнучкого колеса з генератором хвиль	130
5.2 Дослідження напружено-деформованого стану гнучкого колеса	136
5.3 Експериментальні дослідження ККД ВГХЗП в складі редукторів потужних приводів	145
5.4 Дослідження силових параметрів (температурних)	146
5.5 Результати натурних експериментальних досліджень та оцінки адекватності теоретичних та експериментальних досліджень	156
Висновки до розділу 5	159
ВИСНОВКИ	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	167
ДОДАТКИ	194

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасний розвиток машинобудівної галузі в Україні спрямований на підвищення технічного рівня, продуктивності та конкурентоспроможності вітчизняних машин. В конструкціях потужних машин, які використовуються в гірничій та металургійній галузях промисловості, особливе місце займають електромеханічні приводи, до структури яких відносяться передатні механізми. Традиційні конструкції передатних механізмів в структурі приводів з використанням зубчастих передач фактично, на даний час, вичерпали свої функціональні можливості по причині зростання габаритних розмірів та масових характеристик. Тому удосконалення методів розрахунків та пошук нових конструкцій приводів потужних машин є одним із прогресивних напрямків підвищення їх функціональних можливостей.

Перспективним напрямком удосконалення приводів потужних машин є використання в передатних механізмах зі складними багатопоточними силовими і кінематичними схемами великогабаритних хвильових зубчастих передач (ВГХЗП), що дозволить суттєво зменшити їх масу, габарити і одночасно забезпечить широкий діапазон передатних відношень.

Тому удосконалення конструкцій ВГХЗП і методів їх розрахунків на основі сучасних досліджень, обґрунтування конструктивно-силових і кінематичних параметрів і впровадження у виробництво з урахуванням умов роботи є досить актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до Загальнодержавної цільової економічної програми розвитку промисловості на період до 2017 року, яка ухвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 9 липня 2008 р. № 947-р.; Державній програмі розвитку внутрішнього виробництва, яка затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 12 вересня 2011 р. № 1130; планів та науково-дослідницьких програм ПрАТ «НКМЗ» і СНУ ім.

В. Даля, договорів: № 804/05757665/186 від 19.01.2009 р., № 23/114-09 від 18.12.2009 р., № 13/34-07-3 від 25.11.2011 р., № 23/2-10 від 12.01.2010 р., № 13/22-10 від 18.01.2010 р., № 23/117-11 від 12.10.2011 р., № 23/117-11 від 12.10.2010 р., в яких здобувач приймав безпосередню участь.

Метою роботи є підвищення технічного рівня та ефективності функціонування приводів потужних машин за рахунок обґрунтованого вибору структури і параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач з урахуванням їх конструктивно-технологічних особливостей і умов роботи.

Для досягнення поставленої мети були поставлені та вирішені наступні **задачі**:

- провести порівняльний аналіз результатів існуючих досліджень, методів розрахунку, конструктивно-технологічних особливостей ВГХЗП в структурі приводів потужних машин і обґрунтувати напрямок подальших досліджень;
- розробити та удосконалити математичні моделі функціонування ВГХЗП в приводах потужних машин для визначення кінематичних, силових параметрів передач та їх зміну в процесі;
- розробити методику фізичного моделювання процесу взаємодії зубців в деформованому зубчастому зачепленні ВГХЗП для оцінки напружено-деформованого стану елементів передачі;
- розробити методику та провести експериментальні дослідження силових факторів у зоні контактів дисків генератора хвиль з гнучким колесом та визначити величину і характер розподілу навантажень в процесі передачі обертаючого моменту;
- провести порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних результатів та отримати підтвердження адекватності розроблених математичних моделей;

- розробити практичні рекомендації спрямовані на підвищення функціональності та ефективності ВГХЗП;

Об'єкт дослідження: процеси, що відбуваються при передачі обертаючого моменту в зоні пружної взаємодії гнучкого колеса з генератором хвиль та жорстким колесом у ВГХЗП.

Предмет дослідження: Кінематичні та конструктивні силові параметри ВГХЗП, які застосовуються в приводах потужних машин і характеризують навантажувальну здатність, енергетичну ефективність і масово-габаритні показники приводів.

Методи досліджень. Методи математичного моделювання та аналізу використані при розробці моделей взаємодії гнучкого елемента зі сполученими елементами вищих кінематичних пар. Теорія інженерного експерименту, подібності, розмірностей, методи фізичного моделювання та тензометрії використовувалися у процесі силового аналізу зубчастого зачеплення, встановлення характеру розподілення навантаження між зубцями та по ширині зубчастого вінця, у оцінці енергетичних втрат у вищих кінематичних парах ВГХЗП. Методи синтезу зубчастого зачеплення з пружною деформацією ГК використовуються при визначенні геометричних параметрів зубчастого зачеплення ВГХЗП, а також при дослідженні інтерференції та проскакування зубців у зачепленні. Вирішення задач напружено-деформованого стану ГК виконано методами теорії пружності та МСЕ.

Коректне використання теоретичних та експериментальних методів дослідження дозволило отримати обґрунтовані та вірогідні наукові результати, висновки та рекомендації.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у вирішенні важливої наукової задачі – підвищення ефективності функціонування приводів потужних машин застосуванням великогабаритних хвильових зубчатих передач в передатних механізмах. При цьому:

1. Отримала подальший розвиток математична модель розподілу навантаження в зубчастому зачепленні стосовно ВГХЗП, яка на відміну від існуючих враховує такі чинники: як розподіл сил по ширині зубчастого вінця в залежності від фази зачеплення; залежність вісних сил від зовнішнього навантаження; максимальну нормальну силу, що діє на зуб.

2. Встановлені закономірності переміщення зубців в деформованому зачепленні великогабаритної зубчатої передачі, які враховують швидкості точок гнучкого колеса у радіальному та окружному напрямках, окружні швидкості та швидкості ковзання ГК, що викликані поворотом нормалі до нейтрального шару ГК, його розтягуванням і розкручуючим ефектом зубців в залежності від параметрів ВГХЗП і величини деформації ГК.

3. Встановлено граничні умови відсутності інтерференції зубців, процес «проскакування», коли абсолютна величина від'ємного проміжку між вершинами зубців на вході в зачеплення не повинна перевищувати сумарну товщину зуба гнучкого та жорсткого коліс по хордам їх вершин $|\Delta^-| > (s_a^r + s_a^k)$, та «заклинювання», коли кут повороту генератора ϕ слід приймати на 20° менше кута γ .

4. Вперше розроблено математичну модель напружено-деформованого стану гнучкого колеса великогабаритної хвильової зубчатої передачі, яка враховує сумісний вплив зубчастого та шліцьового вінців, зв'язаних циліндричною оболонкою на нормальні та дотичні напруження і лінійні деформації гнучкого колеса, що дозволяє знизити максимальні значення нормальних напружень згину до рівня максимально дотичних напружень та підвищити на 20-25% навантажувальну здатність гнучкого колеса.

Практичне значення отриманих результатів. Отримали подальший розвиток теоретичні та експериментальні методи і методики оцінки геометричних, кінематичних, силових та міцних показників ефективності ВХЗП.

Вдосконалена методика силового аналізу ВГХЗП, що дозволяє підвищити точність теоретичного та експериментального визначення силових факторів в зубчастому зачепленні на основі розробки математичних і фізичних моделей розподілу навантажень в сполучених зубцях гнучкого та жорсткого коліс.

Отримали подальший розвиток підходи щодо підвищення ефективності ВГХЗП, які ґрунтуються на реалізації фізичних та математичних моделей розподілу навантаження в зубчастому зачепленні, переміщення зубців, напружено-деформованого стану ГК та дозволили розробити практичні рекомендації щодо підвищення ефективності ВГХЗП, а саме:

- використання проставного кільця з бронзи надає можливість знизити вісну силу в ВГХЗП на 39% та підвищити к. к. д редуктора на 2,0...2,2%;
- максимальний к. к. д. дорівнює 0,9...0,92 при номінальному навантаженні $M_2 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та кількості обертів $n_1 = (50...750) \text{ об/мін}$.

Згідно з результатами досліджень на ПрАТ «НКМЗ» розроблено та впроваджено у виробництво 16 великогабаритних хвильових редукторів загальною масою 112492 кг, знижена трудомісткість на 4250 нормо-години (30,8 %), знижена металомісткість на 77218 кг (40,7 %), економічний ефект від впровадження ВХР склав 2 205 934 грн.

РОЗДІЛ 1

ОБГРУНТУВАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ХВИЛЬОВИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПРИВОДІВ ПОТУЖНИХ МАШИН

1.1 Актуальність питання про удосконалення хвильових зубчастих передач для приводів потужних машин

У вітчизняному машинобудуванні широке застосування в передатних механізмах приводів знайшли хвильові зубчасті передачі порівняно малогабаритних розмірів, які мають свої особливості в методах розрахунку як самих передач, так і їх окремих елементів, що не завжди можна перенести на ВГХЗП, особливо це відноситься до таких чинників як вплив масштабного фактору на напружено-деформований стан елементів передач, перескакування зубців в зачепленні, інтерференцію, оцінку навантажувальної здатності та енергетичної ефективності передатних механізмів.

За останні роки було проведено велику кількість наукових досліджень, в яких розглянуті питання проектування, виготовлення і застосування хвильових зубчастих передач в різних галузях машинобудування, але на сьогодні не можна стверджувати, що проблеми повністю вирішені, особливо коли це стосується важкого машинобудування зайнятого проектуванням, виготовленням і експлуатацією потужних машин.

Зовнішні навантаження машин через трансмісії концентруються на механічному приводі. Складаючи 15...20% маси, механічний привід і трансмісії викликають понад 60% відмов важкої техніки. Параметри вузлів і кінематичних пар механічного приводу, що працюють при екстремальних навантаженнях, інтенсивному зносі і тепловиділенні, інтегруються в технічні характеристики машин. Ядро приводної техніки складають передачі зачепленням, які адаптуються до різних умов експлуатації за рахунок

значних резервів вдосконалення споживчих властивостей і освоєної промисловістю різноманітності видів.

Посилюються вимоги споживачів щодо надійності приводної техніки, низьких вібрацій і шумності, високого к.к.д. [1, 3, 3]. Зберігається тенденція до підвищення колової швидкості, навантаження, ресурсу роботи, зниження маси, габаритів, вартості виготовлення передач [4, 5, 6-8, 9, 10].

Традиційні конструкції зубчастих і черв'ячних передач багато в чому вичерпали свої функціональні можливості [11, 12, 13, 14, 15]. Поодинокі маси редукторів у важкому машинобудуванні вимірюються десятками, а іноді й сотнями тонн, ускладнюючи компонування і транспортабельність машин. Прогресивні технічні рішення розкривають нові властивості передач зачепленням [16], спрямовані на зниження їх габаритів і маси. Для великих крутильних моментів кращими можуть виявитися хвильові передачі [17, 18], позитивні властивості яких: багатопотоковість, висока податливість – не доступні іншим передачам, найменші масово-габаритні характеристики [19].

Багатопотоковість передачі обертального моменту знижує навантаження на зубці, забезпечує багаторазовий запас міцності за згинальними і контактними напруженнями, виключає появу осередків контактного зносу і затискання зубців, властиві важко навантаженому контакту [20, 21]. Висока податливість гнучкої ланки забезпечує багатопарність зубчастого зачеплення, знижує його динамічну активність [22], зменшує негативний вплив технологічних похибок на навантажність хвильової передачі.

Навантажність хвильових передач фактично не лімітується критеріями затискання, згинальними і контактними напруженнями зубів, тому вони можуть редукувати великі потужності при значно менших габаритах і металомісткості, ніж передачі з жорсткими ланками, що використано на ПрАТ «НКМЗ» при проектуванні, виробництві та експлуатації в редукторах

ВЗ-1120 та ВЗ-1120А, які встановлені на приводах механізму повороту міксеру МП-600АС та механізму зміни футерування млина.

Тому удосконалення конструкції і обґрунтований вибір параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач і впровадження їх у виробництво є досить актуальною науково-технічною задачею.

1.2 Стан питання. Аналіз досліджень з обґрунтування конструкцій та методів розрахунку хвильових зубчастих передач для приводів потужних машин

Авторство хвильової зубчастої передачі належить інженеру США С. Массеру, який запатентував її в 1959 р. під назвою «гармонійна» [23,24]. Пакет патентів на хвильову передачу С. Массер передав фірмі USM (United Shoe Machinery Corp., Boston) США, яка продала ліцензії японської компанії HASEG (Hasegawa gear works Ltd). Ці фірми США і Японії з відділеннями в Німеччині стали провідними виробниками та експортерами хвильових зубчастих редукторів загального призначення.

У розвиток досліджень з загального машинознавства великий вклад зробили вчені: В.І. Анурьєв, І.І. Артоболевський, І.А. Біргер, А.В. Вавілов, О.І. Вольченко, К.І. Заблонський, П.М. Гащук, І.Є. Грицай, Е.М. Гуліда, П.Г. Гузенков, Б.І. Кіндрацький, С.М. Кожевніков, О.С. Ланець, В.С. Ловейкін, М.С. Комаров, В.О. Малащенко, П.Л. Носко, Д.М. Решетов, В.Ф. Семенюк, Б.І. Сокіл, В.М. Стрілець, В.Б. Струтинський, О.І. Пилипенко, М.А. Ткачук, Є.В. Харченко, S. Miller та багато інших.

Вагомий внесок у теорію та практику дослідження деталей машин і зубчастих передач внесли вчені: М.Н. Іванов, Д.П. Волков, Н.А. Ковальов, С.А. Шувалов, В.Н. Руденко, М.А. Ткачук, В.А. Туришев, М.Г. Косів, Ю.Б. Сінкевич, І.В. Кузьо, В.Р. Пасіка, В.А. Гавриленко, І.Б. Гевко, Ф.Л. Литвин, О.В. Устиненко,

Е.Л. Айрапетов, О.І. Полетучий, М.В. Маргуліс, В.В. Суглобов, В.О. Проценко, О.Є. Васильєва, С.В. Бойко, S. Klysz та інші вчені.

У вітчизняному машинознавстві вагомий внесок у розвиток теорії проектування, виробництва та дослідження хвильових зубчастих передач внесли вчені: О. І. Полетучий, М. В. Маргуліс, О. Г. Приймаков, А. Є. Бабенко, С. В. Бойко та інші вчені. Але при проектуванні редукторів для потужних машин (обертальний момент на вихідному валу складає до $1,5 \cdot 10^6$ Н·м, передатне число до 400) на ПрАТ «НКМЗ» виник цілий ряд питань по обґрунтованому вибору параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач (ВГХЗП).

Нелінійність процесів, що протікають у вищих кінематичних парах великогабаритних хвильових передач, ускладнює реалізацію відомих рішень у важкому машинобудуванні. Наявність масштабного фактору не дозволяє повній мірі використовувати відомі рішення для великих хвильових передач [25]. Тому багато задач теорії та практики впровадження хвильових редукторів у потужних машинах не знайшли задовільного рішення.

Хвильові зубчасті передачі мають ряд технічних переваг:

- велике передатне відношення – до 400 в одному ступені;
- багатопарність зубчастого зачеплення – до 40% зубів жорсткого і гнучкого коліс знаходяться в одночасному зачепленні;
- підвищена кінематична точність і плавність роботи завдяки піддатливості гнучкого колеса і багатопотокової симетричної передачі обертального моменту;
- низькі шумові характеристики;
- можливість передачі обертання через герметичну стінку.

Зазначені переваги визначаються головною конструктивною відмінністю хвильової передачі – наявністю гнучкого колеса з великою кількістю зубців, радіальна податливість і перманентна хвильова деформація якого забезпечує умови багатопарного зубчастого зачеплення [25, 66, 73, 102, 129, 178, 185].

Пружна ланка змінила методи вирішення завдань геометрії [29, 37, 38, 67, 108, 111, 133, 138, 139, 212], кінематики [63, 136, 140, 175], силового аналізу [79, 141, 142, 146], динаміки, міцності, довговічності та зносу [5, 6, 8, 24, 35, 36, 40, 42, 93 - 97, 171, 225], підвищила їх науковий рівень [103, 104]. Ринковий попит на хвильові передачі підсилює науковий і практичний інтерес до результатів їх теоретичних і експериментальних досліджень [78, 110, 134, 174, 191, 208, 215, 224].

Хвильові передачі зазвичай застосовуються для обертальних моментів $1,7 \dots 3400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ в обмеженому просторі. Передачі відносно легкі, широко використовуються в малогабаритних зчленуваннях роботів, позиціонерах антен космічних апаратів, лазерних установках, в т. ч. діагностичних, слідкувальних системах, засобах наведення та навігації літальних апаратів, інших пристроях, які вимагають точного позиціонування в обмеженому просторі [217, 218]. Подібне використання хвильових передач не регламентують їх навантаженням, температурним режимом та зносом. Це визначило спрощений підхід до питань сполучення жорстких деталей з гнучкою ланкою [17, 26, 28, 61]. Не повністю розкритим є процес механізму кочення дисків по гнучкому колесу [12, 28, 45], не визначеним є вплив деформації гнучкого колеса на інтерференцію зубців [187, 190, 192, 195, 197, 200, 201], не в повній мірі розкритими є причини підвищених енергетичних втрат [21, 22, 30, 57, 58, 98, 128, 130, 177].

Теоретичний розподіл навантаження між зубцями представлено з урахуванням бічних проміжків у зачепленні ненавантаженої хвильової передачі з кулачковим генератором [25]. Розглянуті згин, зсув, стиснення зубців. Контактна деформація визначена за методикою А. І. Петрусевича [112]. Переміщення зубців гнучкого та жорсткого коліс через пружне закладення представлені в формі А. Аттіа [8]. Гнучке колесо розглянуто як кільце, що лежить на пружній основі [24], коефіцієнт постелі основи обода треба визначати експериментально. Не розглянуті реальні умови

навантаження обода, розподіленого по його зубцях. Не визначена кількість зубців, що одночасно зачіплюються.

В роботі [97] представлений напружений стан гнучкого кукля під дією двох радіальних сил розтягу, з'єднаного діафрагмою з маточиною. Гнучкий зубчастий вінець у рішенні не бере участь. Однак, зубчастий вінець має суттєвий вплив на напружено-деформований стан гнучкого колеса [96].

В роботі [80] спрощено визначені деформації зубчастого вінця гнучкого колеса, без аналізу напружено-деформованого стану, з використанням принципу суперпозиції сил. Слід зазначити простоту та доступність отриманого рішення. Відсутність зв'язку деформації зубчастого вінця з оболонкою гнучкого колеса в формі крайових умов, викликає значні похибки результатів рішення.

На відміну від досліджень [25, 80, 97, 126], в [88] до зубчастого вінця гнучкого колеса прикладені розподілені навантаження з боку зачеплення $q(\theta)$ і генератора N_i . Вплив оболонки обумовлено потоком дотичних сил $S(\theta)$, який в подальшому вирішенні не бере участь. Плaska задача пружності для кільця вирішена з залученням теорії функцій комплексного змінного в формі М. І. Мусхелішвілі [106].

У роботі [123] розглядаються причини руйнування гнучкого колеса хвильової передачі. На відміну від інших робіт, дається аналіз зародження первинних утомних мікро тріщин у гнучкому елементі. Наводяться формули розрахунку напружень у зубчастому вінці.

За допомогою тривимірної моделі зубчастого зачеплення хвильової передачі та МСЕ визначена деформація зубців і напруження у основ зубців гнучкого і жорсткого коліс [213]. Досліджувався характер контакту зубців і поведінка мастильної плівки в контакті. З'ясувалося, що напруження у основ зубців гнучкого колеса, причому, у круговому напрямку, істотно впливає на характер контакту зубців гнучкого і жорсткого коліс.

У герметичних хвильових передачах дзвоноподібні оболонки. Їх

напружено-деформований стан визначається також як і для циліндричних [97], варіаційними методами Рітца – Тимошенко [173]. Для спрощення, складна форма оболонки замінюється рядом циліндричних оболонок і потенційна енергія деформації оболонки підраховується як сума потенційних енергій складових циліндричних оболонок [91].

Результати експериментів деформацій кільця і кукля з жорстким дном [122] істотно відрізняються від розрахункових величин [120, 173, 223]. Це пов'язано з необґрунтованими спрощеннями постановки задачі, порушеннями крайових умов, відхиленнями від реальних навантажень [25, 80, 95, 97, 123, 126]. Дослідження [25, 95, 97] не доведені до конкретних результатів і не отримали практичної апробації.

Низку робіт присвячено розподілу навантаження в кулачковому генераторі хвиль [26, 55, 79, 202]. Деякі результати експериментального визначення навантаження на диски генератора хвильової зубчастої передачі наведені в [82]. Наявність гнучкого колеса вносить принципові відмінності щодо прийнятих початкових умов, що заклало істотні похибки в результати зазначених робіт.

М. М. Фрохт вирішив пласку задачу напруженого стану круглого диска, підданого дії діаметрально спрямованих стискаючих сил P [179]. Результатами цього рішення скористався М. Г. Косів при побудові ізохром у круглому диску, стисненому двома діаметрально протилежними силами [85]. Ці рішення є неприпустимими для диска генератора хвиль. По-перше, диск генератора не монолітний, а з центральним отвором під опору, і по-друге, диск навантажений по зовнішній і внутрішній поверхнях розподіленими силами, які змінюються по певним закономірностям.

При дослідженні хвильових передач прийнято ряд припущень, в яких домінують три напрямки: 1) хвильову передачу розглядають як кулачкову; 2) хвильове зачеплення як загальний випадок зачеплення з жорсткими колесами; 3) хвильове зачеплення зводиться до зачеплення звичайних коліс,

гнучке колесо у вершині хвилі вважають жорстким. Розрахункова модель базується на двох останніх підходах, дана інтерпретація результатів [211].

Сформовані наукові уявлення про передачі обертання жорсткими зубчастими колесами, не охоплюють нових явищ, викликаних деформацією гнучкого колеса при взаємодії зі сполученими ланками [99, 100, 117].

Перманентна формозміна гнучкого колеса ускладнила задачі теорії зачеплення вищих кінематичних пар. Умова сталості передатного відношення при профілюванні зубців, відповідно до теореми Ейлера – Саварі, увійшло до протиріччя з не круглою центроїдою гнучкого колеса. Це призвело до нових результатів синтезу та аналізу зубчастого зачеплення [67, 77, 118, 119, 192]. Одні приймають його як загальний випадок зубчастого зачеплення [201], інші у вигляді клинового механізму зі складним відносним рухом ланок [187, 188, 190], треті спрощують геометрію і кінематику зубчастого зачеплення [195, 206]. Комбіновані підходи засновані на синтезі теорії зубчастого зачеплення з елементами клинового механізму [45].

Є. Г. Гінзбург застосував кінематичний підхід для узгодження спільної теореми зубчастого зачеплення з хвильовою передачею [28]:

– величина середньо інтегральної кутової швидкості всіх точок гнучкої ланки при постійній швидкості руху однієї точки, є постійною, незалежною від форми велоконстантних кривих;

– якщо під час руху деформованої гнучкої ланки велоконстантна крива хоча б однієї точки ланки є колом, то кутова швидкість руху цієї точки дорівнює середньо інтегральній кутовій швидкості руху всіх інших точок;

– в процесі зачеплення кожної пари зубців забезпечується рух з однаковими швидкостями точок, що лежать на деяких не змінних по довжині замкнутих кривих, що належать відповідно до гнучкої та жорсткої ланки і названих рівно швидкісними кривими.

Другий і третій пункти є наслідком першого. Наведене в другому пункті поняття «кутова швидкість точки» – не існує, засновані на цьому понятті твердження не коректні.

У монографії Н. О. Ковальова [74] відзначена висока складність силових і кінематичних процесів, що протікають у хвильових передачах, відсутність достовірних залежностей, які адекватно відображають вплив зовнішніх факторів на внутрішні процеси в кінематичних парах. Це не дозволяє розробити ефективний метод синтезу хвильової зубчастої передачі, що оптимізує основні параметри несучих ланок. Розглядається обернений рух коліс при нерухомому генераторі хвиль. По Н. О. Ковальову, при нерозтяжній серединній поверхні рівномірно рухається лише точка перетину осі зуба з серединною поверхнею, в роботі [28] допущена помилка.

Величину максимального радіального пружного зсуву w_o серединної поверхні гнучкого колеса задає генератор хвиль при відсутності крутильного моменту. Зсув w_o повинен перевищувати половину робочої висоти зуба. Розміри зачеплення слід коригувати за величиною w_o , не навпаки [74].

Щодо параметру w_o немає єдиної думки. Ряд авторів пов'язує максимальну радіальну деформацію w_{max} з передатним відношенням хвильової передачі [55] і при дисковому генераторі хвиль, з метою підвищення к.к.д. рекомендується приймати $w_{max} = m$. Є. Г. Гінзбург рекомендує визначати w_{max} через умовний модуль m_y [28].

Розрахунок [19] дозволяє визначити ліву межу області можливих значень коефіцієнта деформації k_Δ і кута профілю зуба α хвильової передачі, в т. ч. з урахуванням необхідної глибини заходження, а також з урахуванням помилок по глибині заходження, коефіцієнту деформації або куту профілю зуба. Відзначається, що область k_Δ , α обмежується зверху як лініями $q = const$, так і лініями самогальмування зубців, отриманими з умови $tg \alpha = \frac{1}{f}$, де

f — коефіцієнт тертя.

Запропоновано математичну модель зубчастого зачеплення хвильової передачі, на підставі якої реалізований метод оптимізації геометричних параметрів і проміжків в цьому зубчастому зачепленні [228].

Теоретичні та експериментальні дослідження, практичні напрацювання, пов'язані з освоєнням, виробництвом і експлуатацією порівняно невеликих хвильових редукторів [109, 135, 229]. Накопичений досвід неможливо використовувати без урахування масштабного фактора для великих хвильових редукторів, маса яких вимірюється тоннами, а навантажувальні моменти $5 \cdot 10^5$ Н·м і більше. Гнучка ланка підсилює негативний вплив масштабного фактора, спотворюючи звичайний характер функціонування вищих кінематичних пар. При великих навантаженнях інтерференція зубців другого роду може викликати заклинювання або проскакування зубів, що спостерігається тільки в великих хвильових редукторах. Інтерференція зубців активізує силові процеси в області генератора хвиль, підвищуючи енергетичні втрати.

Наведена кінематика та геометрія хвильової передачі з кулачковим генератором, міцнісний розрахунок зубців на згин і контактну міцність, визначена товщина обода і фланця гнучкого колеса [216].

ККД хвильових передач залежить від конструкції та якості виготовлення, передатного відношення, частоти обертання, крутильного моменту, параметрів мастила. В основному ККД лежить в діапазоні $0,8 \div 0,85$ [215]. Максимум ККД хвильової передачі зміщується в бік більш великих обертальних моментів. Для отримання максимального ККД при номінальному моменті, необхідна висока жорсткість деталей (крім гнучкої ланки) і вузлів хвильової передачі.

Енергетичні втрати в несучих вузлах хвильової зубчастої передачі вивчені недостатньо повно. Тому ККД хвильових передач не може з достатньою точністю встановлюватись на стадії проектування, і до теперішнього часу визначається експериментально, на дослідних зразках. Це

викликає незручності для розробників, погіршує результати проектно-конструкторських робіт, знижує технічний рівень і навантажувальну здатність хвильових передач, обмежує їх застосування.

У роботах [28, 30] прийнято «клинове» зачеплення з прямолінійною апроксимацією евольвентних профілів зубців. Це суттєво спотворює реальну картину. Тут не відображений зв'язок втрат з деформацією гнучкого колеса, хоча цей вплив є істотним. Розглянуто кулачковий генератор хвиль, в великих хвильових передачах використовується дисковий.

В роботі [131] зазначено, що швидкість ковзання зубців пов'язана не лінійною залежністю з відношенням $\lambda = \frac{W_{max}}{m}$.

В роботі [128] розглянуто вплив λ на к.к.д. при різних навантажувальних моментах M_2 , передатних числах u , кутах тиску α . Використані наближені формули основних складових загального балансу потужності. Профіль зубців обох коліс вважається прямолінійним, генератор хвиль – кулачковий з гнучкою кульковою вальницею [188].

В роботі [12] підвищення ККД зі збільшенням навантаження, автори пов'язують зі зменшенням кута тиску генератора α_n . Зі збільшенням моменту на відомій ланці зменшується кут α_n наближаючись до певного значення, при якому гнучке колесо приймає стабільну форму, а ККД стає максимальним. Пояснення залежності ККД від кута α_n не наводяться.

М. М. Іванов вважає, що основні втрати потужності в хвильовій передачі відбуваються в зачепленні і генераторі хвиль. Ці втрати залежать від багатьох чинників, важко піддаються розрахунку, і ККД хвильових передач прийнято визначати експериментально [45].

Ряд дослідників вважає, що ККД хвильової передачі не залежить від передатного відношення [12], на відміну від передач з жорсткими ланками він однаково високий при передатних відношеннях $|u| = 100$ і $|u| = 350$.

В роботі [115] ККД хвильової передачі η залежить від ККД зачеплення $\eta_{зац}$ і ККД генератора хвиль η_g , інші втрати в передачі не враховуються.

Новий розвиток хвильові передачі отримали в роботах [69], де «гнучке» колесо зібрано з зубчастих секторів. В умовах ударного навантаження з'являються проміжки, не передбачені розрахунком, що викликають додатковий шум, вібрацію, інтенсивний знос. Їх регулювання не припустимо. Для усунення проміжків пропонується ввести в зачеплення зубчасті півсфери, що дозволяють без ударів змінювати передатне число, що збільшує термін служби механізму.

З аналізу літературних джерел з теми дослідження, і виробничого досвіду ПрАТ «НКМЗ», можна зробити наступний висновок.

1. Теоретичні та експериментальні роботи з дослідження великих хвильових передач вельми обмежені. Дані різних дослідників не завжди узгоджуються між собою, а іноді містять суперечливі відомості.

2. Промислове освоєння отримали хвильові передачі кінематичного призначення, що спростило підходи до питання впливу деформацій гнучкого колеса на умови взаємодії елементів зубчастого зачеплення.

3. Системний аналіз взаємодії гнучкого колеса зі сполученими деталями і вузлами є відсутнім.

4. Не встановлені характеристики взаємодії дисків з гнучким колесом. Не визначені умови виникнення осьових сил і причини підвищених енергетичних втрат в області генератора хвиль, а також залежність к.к.д. хвильової передачі від її конструктивних параметрів.

5. Не достатньо точно встановлений напружено-деформований стан гнучкого колеса відносно різних граничних умов.

6. Відомі розрахункові методики базуються переважно на досвіді дослідження хвильових передач з кулачковим генератором хвиль і використовуються для обертальних моментів до 5000 Н·м. Освоєння великих хвильових передач ускладнюється негативним впливом масштабного

фактора, що може накладати додаткові умови на приводну техніку важкого машинобудування, де значення обертальних моментів мають більш високий порядок.

7. Перенесення результатів дослідження невеликих хвильових передач на великі хвильові передачі не дає позитивних результатів. Нелінійність масштабного фактора модулює кількісні та якісні зміни характеристик взаємодії несучих елементів у кінематичних парах, що призводить до суттєвих помилок.

8. Не встановлені межі інтерференції та можливого проскакування зубців, в залежності від параметрів зачеплення і рівня деформації гнучкого колеса під навантаженням. Відсутні обґрунтовані рекомендації та надійні технічні рішення, що дозволяють усунути інтерференцію і проскакування зубців, знизити осьові сили і енергетичні втрати, підвищити навантажувальну здатність великих хвильових передач.

9. Недостатньо розроблені теоретичні основи прикладних розрахунків, конструювання та технології виробництва великих хвильових передач.

10. Не розроблено практичні рекомендації підвищення ефективності, навантажувальної здатності, ККД експлуатаційних характеристик великих хвильових зубчастих передач.

11. Досвід освоєння великих хвильових редукторів, призначених для механічних приводів важких машин, що випускаються ПрАТ «НКМЗ», виявився невдалим. Керуючись відомими методиками [12, 28, 45, 72, 103, 104, 113, 182], спроектовані і виготовлені великі хвильові зубчасті редуктори для комплектації рудорозмельних млинів виявилися непрацездатними.

1.3 Обґрунтування напрямків досліджень з підвищення ефективності хвильових зубчастих передач. Мета та задачі дослідження

Виробнича необхідність усунення допущеного браку і створення важко навантажених конкурентоспроможних передач з високими технічними

характеристиками, визначила мету даного дослідження: підвищення ефективності, навантажувальної здатності, ККД, експлуатаційних характеристик великих хвильових зубчастих передач шляхом виконання геометричних, кінематичних і міцнісних досліджень несучих деталей і вузлів, виключення пікових навантажень в зачепленні, мінімізації енергетичних втрат, усунення інтерференції, заклинювання і проскакування зубців під навантаженням.

Сучасний розвиток важкого машинобудування направлено на швидке промислове освоєння передових технічних рішень, здатних надавати гідну конкуренцію кращим світовим зразкам. Відповідно до цього, потрібно вирішити низку науково-дослідних завдань:

- проаналізувати теоретичні і експериментальні дослідження геометричних, кінематичних і силових особливостей хвильових передач, методів міцнісних розрахунків, ККД та інших параметрів, сукупність яких формує їх технічні характеристики, в т. ч. і навантажувальну здатність;

- розробити комплекс математичних і фізичних моделей геометричних, кінематичних і силових факторів, аналізу зубчастого зачеплення хвильової передачі, які враховують особливості масштабного фактору;

- розробити математичну модель залежності інтерференції зубців від величини обертаючого моменту, який передається, що дозволяє уточнити геометричні співвідношення зубчастого зачеплення та встановити межі інтерференції зубців;

- розробити математичні моделі напружено-деформованого стану гнучкого колеса відносно до різних початкових умов;

- провести експериментальні дослідження:

- силових факторів в контактні генератора хвиль з гнучким колесом;

- напружено-деформованого стану гнучкого колеса;

- осьових сил діючих на гнучке колесо;

- навантажувальної здатності та ККД великих хвильових редукторів;

– підтвердити адекватність розроблених математичних моделей результатам лабораторно-експериментальних досліджень, стендових випробувань хвильових редукторів важких машин;

– на основі результатів досліджень і виробничого досвіду, розробити практичні рекомендації щодо вдосконалення конструкції, підвищення навантажувальної здатності, ККД, усунення негативного впливу масштабного фактора на технічні характеристики великих хвильових передач.

Висновки до розділу 1.

1. Існуючі методики для розрахунку хвильових передач неможливо використовувати при проектуванні великих хвильових передач, з крутильними моментами на тихохідному валу понад 10000 Н·м.

2. Використання відомих методик [12, 18, 24, 28, 33, 34, 45, 62, 64, 74, 76, 105, 113, 115, 121, 182, 187, 190, 197] при проектуванні великих хвильових редукторів приводів важких машин, на ПрАТ «НКМЗ» не дали позитивних результатів. Виготовлені редуктори заклинило при незначних навантаженнях, вони працювали не стійко (не плавно) навіть на холостому режимі ($M_2 = 0$).

3. Практичні напрацювання з дослідження, освоєння та експлуатації великих хвильових передач вельми обмежені, отримані результати часто не мають повторюваності, і навіть містять протиріччя.

4. Інтерполяція даних дослідження невеликих хвильових передач на великі хвильові редуктори не дає позитивних результатів. Нелінійність масштабного фактору модулює кількісні та якісні зміни характеристик взаємодії несучих елементів, сполучених з гнучкою ланкою, що істотно змінює конструкцію хвильових редукторів. Наприклад, на відміну від дрібних, вони обладнані дисковим генератором хвиль.

5. Зважаючи на складність процесів у сполученнях деталей з гнучким

колесом не встановлені причини енергетичних втрат у хвильовій передачі, не визначена достовірна теоретична залежність ККД хвильової передачі від її параметрів.

6. Для великих хвильових передач не встановлені залежності між інтерференцією і проскакування зубців від параметрів зачеплення.

7. Відсутні технічні рекомендації та конструктивні рішення, що дозволяють знизити енергетичні втрати і осьові сили, виключити інтерференцію і проскакування зубців у великих хвильових передачах.

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ У ДЕФОРМОВАНОМУ ХВИЛЬОВОМУ ЗУБЧАСТОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ

2.1 Методика моделювання взаємодії елементів зачеплення в процесі передачі обертаючого моменту

Процес проміжного перетворення обертального руху в безперервну хвильову деформацію гнучкого колеса змінив сформовані принципи та форми сполучення елементів зачеплення вищих кінематичних пар. При цьому мала різниця зубців у внутрішньому зачепленні хвильової передачі (два зубця) не узгоджується з традиційними уявленнями про умови геометричного синтезу і функціонування зубчастої пари.

Фактично, зубчасте зачеплення хвильової передачі знаходиться за межами існування зубчастої передачі з жорсткими зубчастими колесами [137]. Виникаюча в зачепленні інтерференція зубців другого роду посилюється за рахунок деформації гнучкого колеса від прикладеного навантаження, що обмежує навантажувальну здатність хвильової передачі. Негативний вплив масштабного фактору активізує виникнення інтерференції зубців у великих хвильових передачах, викликає заклинювання і проскакування зубців у зачепленні.

Хвильові редуктори, що випускаються провідними зарубіжними фірмами, такими як "HASEG", «Harmohik dreiv Systems», «USM» мають кулачковий генератор хвиль з гнучкою кульковою вальницею, шириною зубчастих вінців до 40 мм, евольвентні зубці з модулем менше 1,0 мм. Вони можуть короткочасно передавати крутильні моменти до 6000 Н·м. Робоча поверхня кулачкового генератора хвиль має 100% контакт з гнучким колесом, що обмежує свободу переміщень (деформації) останнього. Жорстка орієнтація

кулачковим генератором хвиль гнучкого колеса, знижує вплив навантаження на деформацію останнього.

Для попередження інтерференції зубців у хвильових передачах застосовують відомі прийоми: коригування зубців, збільшення ширини западини між зубцями і кута початкового контуру зубців до 30° . Це, поряд з малою шириною зубчастих вінців, порівняно невеликими обертаючими моментами, що передаються, багато в чому вирішує практичні питання синтезу зубчастого зачеплення. У частині усунення інтерференції зубців у хвильових редукторах, які випускаються серійно. Однак, теоретичні дослідження цих питань далекі від завершення. Наявність гнучкої ланки фундаментальним чином змінює цю задачу і виводить її за межі класичної теорії зубчастих зачеплень.

У великих габаритних хвильових зубчастих редукторах, вбудованих у гірничорудне та металургійне обладнання, машини і агрегати, що випускаються ПрАТ «НКМЗ», реалізуються потужності до 400 кВт, крутильні моменти досягають $(0,3...1,5) \times 10^6$ Н·м. Тут доцільно приймати початковий контур зубців з кутом $\alpha = 20^\circ$, оскільки, наприклад при $\alpha = 30^\circ$ радіальне навантаження на генератор хвиль збільшується на 60%, відповідно зростають маса, габарити та енергетичні втрати.

У високо навантажених хвильових передачах з дисковим генератором хвиль, модуль зубців приймається 1,5...4 мм, ширина зубчастих вінців 100...200 мм. На відміну від кулачкового генератора хвиль, який одночасно контактує по всьому периметру гнучкого колеса, дисковий генератор хвиль взаємодіє з гнучким колесом на діаметрально протилежних ділянках. Це створює більш високий рівень свободи деформації гнучкого колеса, істотно збільшує можливість відхилення під навантаженням від початкового положення.

Під впливом дисків генератора хвиль відповідно до Рисунку А.1 гнучке колесо Рисунок А.2 набуває деяку конусність, чим спричиняється переки

зубців по ширині зубчастого вінця відносно жорсткого колеса відповідно до Рисунку А.3. При цьому порушується рівномірність величини проміжків у зубчастому зачепленні по довжині зубців. Деформації гнучкого колеса можуть перевищувати проміжки в зубчастому зачепленні і створювати умови виникнення інтерференції зубців другого роду. Причому вибірка проміжків з переднього торця гнучкого колеса сприяє прояву локальної інтерференції зубців, характерною переважно для великих хвильових передач. При значній ширині зубчастих вінців, малому модулі зубців, в умовах великих навантажень, проміжки в локальних зонах зубчастого зачеплення можуть приймати від'ємні значення, викликати інтерференцію, заклинювання і проскакування зубців.

Конструктивні особливості великих хвильових передач багато в чому обумовлені масштабним фактором, посилюючим негативні процеси в вищих кінематичних парах, а також обмежуючим технічні та експлуатаційні можливості таких передач. Для досягнення високої навантажувальної здатності хвильових передач стосовно важкого машинобудування, слід виключити можливість прояву інтерференції зубців, знизити енергетичні втрати та осьові сили, забезпечити необхідну радіальну жорсткість конструкції корпусу і генератора хвиль. Рішення подібних завдань сполучено з розробкою нових технічних рішень на базі достовірних результатів теоретичних і експериментальних досліджень, а також накопиченого досвіду виробництва та експлуатації великих хвильових редукторів.

Для оцінки граничних умов можливого прояву інтерференції і проскакування зубців у зачепленні, а також з метою запобігання цих негативних явищ, проведені теоретичні та експериментальні дослідження, результати яких дозволили створити узагальнену модель взаємодії зубців у зачепленні великої хвильової передачі. Розроблено уточнену методику силового аналізу зубчастого зачеплення хвильової передачі. Підвищення точності результатів дослідження досягається за рахунок вдосконалення

фізичних і розрахункових моделей, що дозволило отримати обґрунтовані залежності розподілу силових факторів у зубчастому зачепленні великої хвильової передачі. Оцінка кількісних результатів похибок, що вносяться відхиленнями геометричних форм і розмірів фізичних моделей та математичних аналогів, вказує на коректність експериментально-теоретичних методів силового аналізу зубчастого зачеплення хвильової передачі та об'єктивність розробленої методики.

Деформацію напружених елементів конструкцій, в тому числі і зубців, прийнято вимірювати методами тензометрії. Однак, на зубцях хвильової передачі з невеликим модулем неможливо закріпити тензорезистори. За відомою методикою [12, 66, 169], в ободі жорсткого колеса виконують дві паралельні прорізи, вилучаючи при цьому два суміжних зубця відповідно до Рисунка А.4.

По ширині колеса прорізи можуть виконуватися наскрізними або глухими з обох торців обода таким чином, щоб його середня частина залишилася не пошкодженою. Відповідно до твердження авторів відомої методики, «наскрізні глибокі прорізи можуть істотно зменшити жорсткість колеса», що неприпустимо. У відомих роботах застосовується експериментальна модель, де середня частина зубців не вилучена і працює поряд з усіма іншими зубцями.

Твердження про неприпустимі зниження жорсткості колеса наскрізними прорізами [45], не переконливі, оскільки товщина обода жорсткого колеса не регламентується та в умовах експерименту її можна прийняти достатньою, щоб прорізи не чинили помітного впливу на жорсткість колеса. Крім того, жорстке колесо запресоване в конструкцію корпусу і при оцінці жорсткості розглядається спільно з корпусом редуктора.

За відомими методиками прорізи з торців жорсткого колеса підвищують деформацію контрольного зуба по відношенню до його серединної частини, де прорізи відсутні. Зміна жорсткості контрольного зуба

по довжині, підвищує деформацію вилучених елементів біля торців, спотворює деформований стан контрольного зуба та не дозволяє з достатньою точністю оцінювати силові характеристики зубчастого зачеплення по ширині вінця і в окружному напрямку. Зниження жорсткості елементів зуба не враховується відомою методикою, що порушує об'єктивність результатів експерименту і ускладнює їх аналіз.

Типова методика вимірювання деформації зубців хвильової передачі [66] мало відрізняється від методики для звичайних зубчастих передач [102]. Перепад жорсткості моделі, внесений глухими прорізами на жорсткому колесі, спотворює деформацію контрольного зуба при навантаженні та не враховується відомою методикою, як при проведенні експерименту, так і в процесі обробки отриманих даних, що різко знижує точність і достовірність отриманих результатів. Неможливість кріплення тензорезисторів посередині контрольного зуба, не дає повного уявлення про деформацію зуба і не забезпечує отримання достовірних якісних і кількісних характеристик розподілу сил у зубчастому зачепленні.

Відома методика експериментального визначення деформації зубців хвильової передачі спотворює не тільки кількісні, але і якісні умови їх взаємодії, що неможливо відобразити при обробці результатів вимірювань. Для великих хвильових передач подібні відхилення зростають за рахунок загальних деформацій гнучкого колеса та силових факторів у зубчастому зачепленні, що в свою чергу ускладнює отримання об'єктивних характеристик деформованого стану зубців під навантаженням. Крім того, відома методика не враховує граничні умови при східчастій зміні жорсткості фізичної моделі, вплив яких посилюється масштабним фактором [66]. Це спотворює дані вимірювань і не забезпечує достовірність результатів експерименту.

Для зубчастого зачеплення хвильової передачі приймемо допущення, що навантаження прикладене на середині висоти зубців, тому що

внутрішньому зачепленні однієї хвилі знаходиться до $\sim(20 \dots 25)$ % зубів з модулем (1,5...2) мм.

Визначимо можливу помилку зробленого припущення в обсязі експерименту. Розглянемо жорстке зубчасте колесо з внутрішніми зубцями:

- модуль зубців $m = 1,5$ мм; число зубців колеса $Z_2 = 762$;
- кількість зубців довбача $Z_4 = 68$;
- діаметр ділительного кола колеса $d = 1143$ мм;
- висота зуба колеса $H = 2,985$ мм;
- діаметр кола вершин зубців колеса $d = 1155,12$ мм;
- діаметр кола западин зубців колеса $D_b = 1161,09$ мм;
- кут профілю в точці зуба на ділительному колі $d \alpha_0 = 20^\circ$;
- коефіцієнт зсуву початкового контуру інструмента $x = +4,953$ мм;
- ширина зубчастого вінця $b = 100$ мм;
- нормальний початковий контур за ГОСТом 13755-81;
- ступінь точності 7 – Д, ГОСТ 1643-81.

Відносна похибка допущення R , що стосується умовного прикладення нормального зусилля на середині висоти зубців

$$R = \frac{2H}{D + D_b} \cdot 100\%, \quad R = \frac{2 \cdot 2,985}{1155,12 + 1161,09} \cdot 100\% = 0,3\%. \quad (2.1)$$

Прийняте припущення має незначний вплив на передачу зусиль у зачепленні, тому що практично не змінює діаметр прикладання навантаження. Для апроксимації евольвентного профілю зуба в прямолінійний, визначимо товщину зуба S_x жорсткого колеса по довільному колу радіуса r_x [20]

$$S_x = m \frac{\cos \alpha_0 \pi}{\cos \alpha_x} + \Delta_2 + Z_2 (\text{inv} \alpha_x - \text{inv} \alpha_0), \quad \cos \alpha_x = \frac{r}{r_x} \cos \alpha_0, \quad (2.2)$$

де α_x – кут профілю в точці профілю зуба з радіусом-вектором r_x

Δ_2 – коефіцієнт зміни товщини зуба по будь-якому колу колеса в нормальному перерізі, при нарізанні зубців довбачем середньої зношеності

$$\Delta_2 = (Z_2 - Z_4) \cdot \left(\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_{C_2} \right). \quad (2.3)$$

Відносна похибка визначається як модуль відношення абсолютної похибки до значення наближеної величини. Максимально можливе значення абсолютної похибки в розглядуваному випадку дорівнює $H/2$. Наближеною величиною є значення радіусу кола середини зуба жорсткого колеса $(D + D_b)/4$.

Кут верстатного зачеплення α_{C_2} у виразі (2.4) при нарізанні жорсткого колеса довбачем середньої зношеності визначається з урахуванням коефіцієнта зсуву початкового контуру довбача

$$\cos \alpha_{C_2} = \cos \alpha_0 \frac{Z_2 - Z_4}{Z_2 - Z_4 + 2\varepsilon_2}.$$

Результати обчислення товщини зуба S_x по дузі довільного радіуса r_x жорсткого колеса наведені в Таблиці 2.1.

Товщина зуба по дузі кола відрізняється від товщини зуба по відповідній хорді при заданих параметрах жорсткого колеса на величину $5 \cdot 10^{-5}$ мм, для виконуваних досліджень з достатньою точністю можна прирівняти товщини зуба по дузі кола радіуса r_x і по відповідній хорді. Товщина зуба по дузі кола відрізняється від товщини зуба по відповідній хорді при заданих параметрах колеса на величину $5 \cdot 10^{-5}$ мм, тому для виконуваних досліджень з достатньою точністю можна прирівняти товщини зуба по дузі кола радіуса r_x і по відповідній їй хорді.

Таблиця 2.1 Товщина зуба жорсткого колеса в різних перетинах, мм

r_x	579,239	579,426	579,612	579,799	579,985	580,172	580,358	580,545
S_x	2,613	2,765	2,918	3,071	3,223	3,377	3,530	3,685

Визначимо товщину зуба S_{ax} апроксимованого в прямолінійний профіль на радіусі $r_x = 579,799$ мм, що дорівнює півсумі крайніх значень товщини зуба по радіусах $r_x = 579,053$ мм і $r_x = 580,545$ мм: $S_{ax} = 3,074$ мм.

Товщина зуба евольвентного профілю жорсткого колеса на колі радіуса $r_x = 579,799$ мм дорівнює $S_x = 3,071$ мм.

Абсолютна похибка апроксимації профілю зуба жорсткого колеса в прямолінійний профіль $A_x = S_x - S_{ax} = -0,003$ мм.

Відносна похибка прямолінійної апроксимації профілю зуба жорсткого колеса $R = \left| \frac{S_x - S_{ax}}{S_{ax}} \right| \cdot 100 = 0,1$ %.

Апроксимація евольвентного профілю зуба жорсткого колеса не вносить помітну погрішність у розрахункову схему. Рівняння прямолінійного профілю розрахункової моделі зуба в координатах XOY відповідно до Рисунка 2.1

$$\frac{Y - Y_2}{X - X_2} = \frac{Y_1 - Y_2}{X_1 - X_2}. \quad (2.4)$$

Індекси 1 і 2 вказують приналежність координатних функцій X і Y крайнім точкам прямолінійного профілю зуба 1 і 2. У рівняння (2.4) підставляються значення координатних функцій X , Y в точках 1 і 2, в результаті чого записується рівняння прямолінійного профілю зуба з лінійними розмірами, в міліметрах: $Y = 7,767 - 0,410 X$. Товщина і жорсткість апроксимованого прямолінійного зуба жорсткого колеса в довільному перерізі, мм

$$S_{ax} = 2Y = 15,534 - 0,820X \quad (2.5)$$

$$EI_z = 2,1 \cdot 10^5 \frac{IS_x^3}{12} \quad (2.6)$$

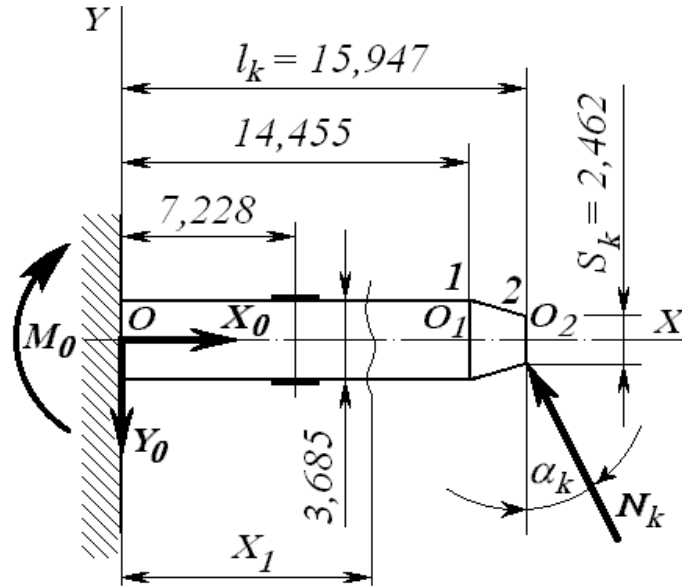


Рисунок 2.1 Розрахункова модель контрольного зуба жорсткого колеса з апроксимованим прямолінійним профілем

Питома жорсткість апроксимованого прямолінійного зуба жорсткого колеса у довільному перетині визначається підставленням у вираз (2.6) значень з (2.5) і $l = 17,5 \text{ мм}$

$$EI_{z_0} = 0,161 \cdot 10^6 \cdot (18,943 - X)^3. \quad (2.7)$$

Контрольний зуб апроксимується консольної балкою з постійним і змінним прямокутними перетинами на Рисунок 2.1 і силою на вільному кінці під кутом $\alpha_k = 21,96135^\circ$. Реакції в затисканні: момент M_0 , Н·м і реакції X_0 , Y_0 , Н:

$$\begin{aligned} M_0 &= N_k \left(l_k \cos \alpha_k - S_k \frac{\sin \alpha_k}{2} \right) = 14,329 N_k; \\ X_0 &= 0,3740 N_k, Y_0 = 0,9274 N_k. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Рівняння пружної лінії моделі контрольного зуба на ділянці постійного перерізу OO_1

$$E \cdot I_1 Y = \frac{M_0 \cdot X_1^2}{2} - \frac{Y_0 \cdot X_1^3}{6}. \quad (2.9)$$

Після підстановки значень (2.8) у рівняння (2.9) отримаємо залежність прогину контрольного зуба на ділянці OO_1 від положення і нормальної сили в зачепленні прикладеної до контрольного зуба N_k

$$Y = \left(0,491 \cdot 10^{-6} X_1^2 - 0,01059 \cdot 10^{-6} X_1^3\right) N_k. \quad (2.10)$$

Диференціюванням рівняння (2.10) по X , отримаємо залежність кута повороту нормальних перетинів контрольного зуба θ на ділянці OO_1 від положення розглядуваного перетину і величини зусилля N_k

$$\theta = \left(0,982 \cdot X_1 - 0,03177 \cdot X_1^2\right) \cdot 10^{-6} N_k. \quad (2.11)$$

Визначається прогин і кут повороту нормальної площини, що розділяє контрольний зуб на частини з постійним і змінним перетином, для чого в рівняння (2.10), (2.11) підставляється значення $X = 14,455$ мм, яке вказує положення цієї площини $Y_1 = 0,706 \cdot 10^{-4} N_k$, $\theta = 7,557 \cdot 10^{-6} N_k$.

Диференціальне рівняння пружної лінії моделі контрольного зуба на ділянці змінного перерізу $O_1 O_2$ відповідно до рисунка 2.1

$$E \cdot I_x Y'' = M_0 - Y_0 X. \quad (2.12)$$

Рівняння (2.12) перетвориться до вираження кривизни пружної лінії моделі зуба на ділянці $O_1 O_2$ за допомогою виразів (2.7 – 2.8)

$$Y'' = \frac{20,137 \cdot 10^{-6} N_k}{(X - 18,943)^3} + \frac{5,766 \cdot 10^{-6} N_k}{(X - 18,943)^2}. \quad (2.13)$$

Інтегруємо рівняння (2.13)

$$Y' = -\frac{10,069 \cdot 10^{-6} N_k}{(18,943 - X)^2} + \frac{5,766 \cdot 10^{-6} N_k}{18,943 - X} + C_1. \quad (2.14)$$

Постійна інтегрування C_1 визначається з рівняння (2.14) при умовах $X = 14,455$; $Y' = \theta_1 = 7,557 \cdot 10^{-6} N_k$; $C_1 = 6,772 \cdot 10^{-6} N_k$, і рівняння (2.9) перетвориться до виду

$$Y' = \left[-\frac{10,069}{(18,943 - X)^2} + \frac{5,766}{18,943 - X} + 6,772 \right] \cdot 10^{-6} N_k. \quad (2.15)$$

Прогин пружної лінії моделі контрольного зуба на ділянці O_1O_2 , відповідно до Рисунка 2.1 визначається інтеграцією рівняння (2.15)

$$Y = \left[-\frac{10,069}{(18,943 - X)} - 5,766 \cdot \ln(18,943 - X) + 6,772 \cdot X \right] \cdot 10^{-6} N_k + C_2. \quad (2.16)$$

Постійна інтегрування C_2 визначається з рівняння (2.16) при умовах $X = 14,455$; $Y = Y_1 = 0,706 \cdot 10^{-4} N_k$; $C_2 = -16,378 \cdot 10^{-6} N_k$.

Прогин пружної лінії (2.16) виражається з урахуванням значення C_2

$$Y = \left[-\frac{10,069}{(18,943 - X)} - 5,766 \cdot \ln(18,943 - X) + 6,772 \cdot X - 16,378 \right] \cdot 10^{-6} N_k. \quad (2.17)$$

Прогин пружної лінії моделі контрольного зуба під силою N_k визначається з рівняння (2.17) при $X = I_k = 15,947$ мм

$$Y_2 = 0,819 \cdot 10^{-4} N_k \text{ [мм]}. \quad (2.18)$$

Напруження розтягнення σ^+ і стиску σ^- моделі контрольного зуба в області установаження тензорезисторів на відстані $a_m = 7,2275$ мм від консольного кріплення (защемлення) моделі

$$\sigma^+ = \frac{M_u}{W_z} - \frac{X_0}{F} = 0,1867 N_k, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}; \quad \sigma^- = \frac{M_u}{W_z} + \frac{X_0}{F} = 0,1983 N_k, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \quad (2.19)$$

де $M_u = M_o - Y_o \cdot a_m$ – згинальний момент в області тензорезисторів;

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = 39,61 \text{ мм}^3 \text{ – осьовий момент опору перетину моделі зуба.}$$

За допомогою співвідношення: $\sigma = E\varepsilon$, де ε – відносна деформація тензорезистора, а також формул (2.18 – 2.19), встановлюється залежність між відносною деформацією тензорезисторів на розтягнених і стиснутих поверхнях моделі контрольного зуба і прогином пружної лінії під силою

$$Y_2 = 5013,33 \cdot \varepsilon^+; \quad Y_2 = 472,07 \cdot \varepsilon^-.$$

Брус рівного опору на Рисунку А.5 не повинен помітно впливати на прогин моделі зуба при навантаженні. Сила опору бруса N_R менше

нормальної сили, прикладеної до моделі зуба N_k $\frac{N_R}{N_k} \cdot 100\% \leq 1,5\%$.

Диференціальне рівняння пружної лінії бруса рівного опору

$$EI_z Y'' = M_x = P_R \cdot X, \quad I_z = \frac{h^3 \operatorname{tg} \beta}{6} X; \quad P_R = N_R \cos \alpha_x. \quad (2.20)$$

Рівняння (2.20) переписується з урахуванням наведених позначень

$$EY'' = \frac{6P_R}{h^3 \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.21)$$

Інтегруємо рівняння (2.21) за параметром X

$$E \cdot Y' = \frac{6P_R}{h^3 \operatorname{tg} \beta} X + C_1, \quad (2.22)$$

і визначаємо постійну інтегрування C_1 при $X = l, Y' = 0$, тобто $C_1 = -\frac{6P_R l}{h^3 \operatorname{tg} \beta}$.

Рівняння (2.22) перетвориться з урахуванням значення C_1

$$E \cdot Y' = \frac{6P_R}{h^3 \operatorname{tg} \beta} (X - l). \quad (2.23)$$

Рівняння (2.23) інтегрується за параметром X

$$Y = \frac{3P_R}{Eh^3 \operatorname{tg} \beta} (X - l)^2 + C_2. \quad (2.24)$$

Постійна інтегрування C_2 визначається за умови $X = l, Y = 0, C_2 = 0$ і підставляється в рівняння (2.24)

$$Y = \frac{3P_R (X - l)^2}{Eh^3 \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.25)$$

Прогин кінця бруса визначається з рівняння (2.25) при $X = 0$

$$Y_{max} = \frac{3P_R l^2}{Eh^3 \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.26)$$

прирівнюється прогину пружної лінії контрольного зуба під силою N_k (2.25)

$Y_{max} = Y_2, \quad \frac{3P_R l^2}{Eh^3 \operatorname{tg} \beta} = 0,819 \cdot 10^{-4} N_k, \beta = 10^\circ, h = 4 \text{ мм}$ і визначаються розміри

бруса рівного опору з урахуванням виразу (2.20) $l = 220$ мм, $b = 77,6$ мм.

Для розшифрування показань тензорезисторів встановлюється зв'язок відносної деформації поверхні бруса рівного опору ε з прогином його кінця.

Напруження розтягнення – стиску $\sigma^{(\pm)}$ в поверхневих шарах бруса

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = \frac{M}{W_z} = \frac{Mh}{2I_z} = \frac{3P_R}{h^2 \operatorname{tg} \beta}, \text{ звідки } \varepsilon = \frac{3P_R}{Eh^2 \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.27)$$

Спільне рішення рівнянь (2.26) і (2.27) дозволяє встановити зв'язок між відносною деформацією поверхневих шарів бруса ε , яка визначається тензометрією і прогином кінця бруса $Y_{max} = 12100\varepsilon$, мм.

2.2 Дослідження впливу навантажень на елементи хвильової зубчастої передачі в період взаємодії жорсткого і гнучкого коліс з генератором хвиль

Зуб жорсткого колеса хвильової передачі апроксимуємо у вигляді балки трапецеїдального перерізу з защемленим кінцем рисунок 2.2. Питома жорсткість апроксимованого зуба в довільному перерізі виражається рівнянням (2.8). Визначаються опорні реакції в защемленні балки

$$X_o = 0,3740N; Y_o = 0,9274N; M_o = N \left(\frac{H}{2} \cos \alpha_k - \frac{S_k}{2} \sin \alpha_k \right) = 14,329N. \quad (2.28)$$

Кривизна пружної лінії математичної моделі зуба жорсткого колеса визначається аналогічно рівнянню (2.13)

$$Y'' = N \cdot 10^{-6} \left[\frac{2,0205}{(X - 4,49555)^3} + \frac{0,5773}{(X - 4,49555)^2} \right]. \quad (2.29)$$

Інтегруємо рівняння (2.29)

$$Y' = N \cdot 10^{-6} \left[-\frac{1,01025}{(X - 4,49555)^2} + \frac{0,5773}{(4,49555 - X)} - 0,0951 \right]. \quad (2.30)$$

Інтегруємо вираз (2.30) і отримуємо рівняння пружної лінії зуба

$$Y = N \cdot 10^{-6} \left[1,09245 - 0,0784 X - \frac{1,01025}{4,49555 - X} - 0,5773 \cdot \ln(4,49555 - X) \right]. \quad (2.31)$$

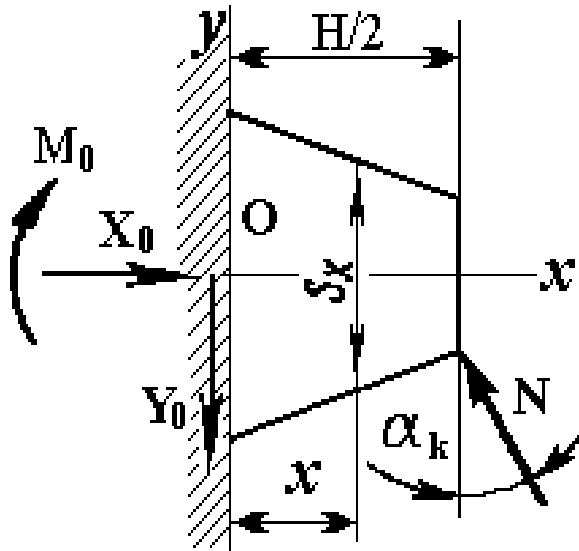


Рисунок 2.2 Силова модель зуба жорсткого колеса

Прогин середини зуба на моделі рисунок 2.4 при $X = H/2$ обчислюється за формулою (2.31) з урахуванням $X = H/2 = 1,492$ мм; $Y = 0,4214 \cdot 10^{-8} N$, мк.

Малі розміри зубців у хвильовій передачі не дозволяють застосовувати тензометрію при його дослідженні. Прогин зуба хвильової передачі занадто малий (2.31), і його не можна виміряти з достатньою точністю.

2.3 Аналіз силових факторів у деформованому зубчастому зачепленні

Силовий аналіз деформованого зубчастого зачеплення виконується за допомогою моделі зуба в збільшеному масштабі, виготовленої з того ж матеріалу, що і жорстке колесо. Зуб жорсткого колеса і його модель апроксимують в трапецеїдальні платівки відповідно до рисунка 2.3, що знаходяться в пласко напруженому стані.

Рівняння пружності в переміщеннях для платівки

$$\frac{2}{1-\nu} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0, \quad \frac{2}{1-\nu} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0. \quad (2.32)$$

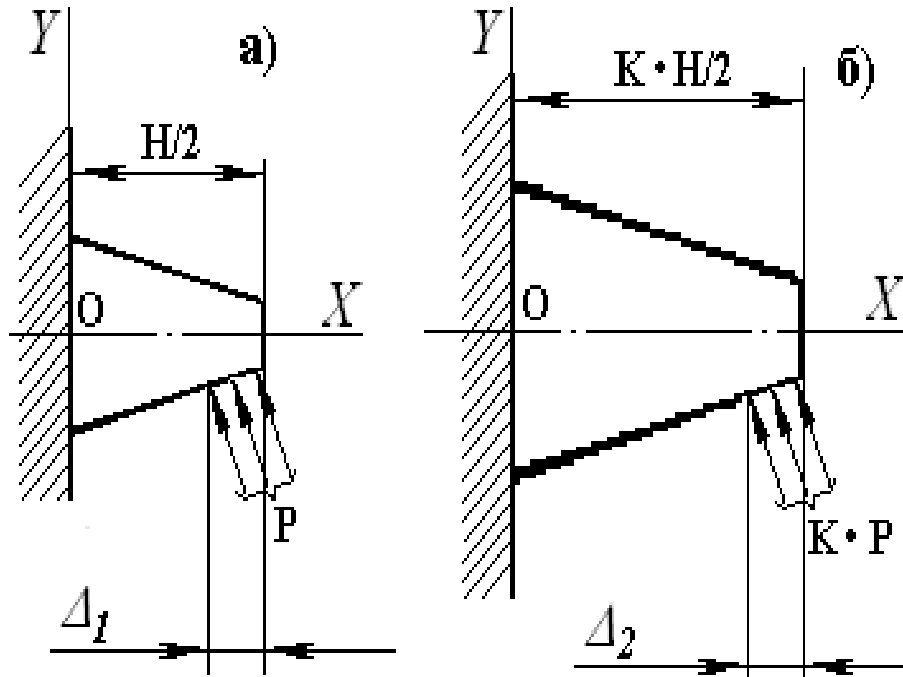


Рисунок 2.3 Схеми силових моделей зуба жорсткого колеса:
а) – нормальна модель, б) – модель збільшена в K – разів

Для системи навантаження моделі зуба жорсткого колеса повинні виконуватися граничні умови:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \begin{cases} -P_x \text{ при } \frac{H}{2} - \Delta_1 < X < \frac{H}{2}; \\ 0 - \text{на іншому контурі моделі} \end{cases} \\ \sigma_y &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \begin{cases} -P_y \text{ при } \frac{H}{2} - \Delta_1 < X < \frac{H}{2}; \\ 0 - \text{на іншому контурі моделі} \end{cases} \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = 0 - \text{для всього контура моделі.} \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

Перетворення подібності рівнянь (2.32 - 2.33) для силової моделі зуба збільшеною в K разів згідно з рисунком 2.3, а, б в координатах $x_1 = Kx$, $y_1 = Ky$.

Нехай переміщення збільшеної моделі u^* , v^* , тоді для неї будуть виконуватися рівняння

$$\frac{2}{1-\nu} \frac{\partial^2 u^*}{\partial x_1^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial^2 v^*}{\partial x_1 \partial y_1} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y_1^2} = 0, \quad \frac{2}{1-\nu} \frac{\partial^2 v^*}{\partial y_1^2} + \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\partial^2 u^*}{\partial x_1 \partial y_1} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial x_1^2} = 0, \quad (2.34)$$

$$\sigma_{x_1} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial u^*}{\partial x_1} + \nu \frac{\partial v^*}{\partial y_1} \right) = \begin{cases} -P_{x_1} \text{ при } K \frac{H}{2} - \Delta_2 < x_1 < K \frac{H}{2}; \\ 0 - \text{на іншому контурі моделі.} \end{cases} \quad (2.35)$$

$$\sigma_{y_1} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial v^*}{\partial y_1} + \nu \frac{\partial u^*}{\partial x_1} \right) = \begin{cases} -P_{y_1} \text{ при } K \frac{H}{2} - \Delta_2 < x_1 < K \frac{H}{2}; \\ 0 - \text{на іншому контурі моделі.} \end{cases} \quad (2.36)$$

$$\tau_{x_1 y_1} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u^*}{\partial y_1} + \frac{\partial v^*}{\partial x_1} \right) = 0 - \text{для всього контура моделі.} \quad (2.37)$$

Граничні умови (2.33) і (2.35-2.37) враховують зсуви u і v у защемленні, які дорівнюють нулю. У рівняннях пружності та граничних умовах (2.32-2.37) виконується перехід до безрозмірних координат ξ , η і ξ_1 , η_1 пов'язаних з відповідними декартовими координатами x , y і x_1 , y_1 :

$$\begin{aligned} x &= 0,5 \xi H, & y &= 0,5 \eta H; \\ x_1 &= 0,5 K H \xi_1, & y_1 &= 0,5 K H \eta_1. \end{aligned} \quad (2.38)$$

При зазначеному перетворенні рівняння пружності не змінюють свою форму і представляються в безрозмірних координатах ξ , η для моделі зуба відповідно до рисунка 2.3, а, з урахуванням рівності (2.32 – 2.33).

$$\frac{2}{(1-\nu)} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial \xi \partial \eta} + \frac{\partial^2 u}{\partial \eta^2} = 0; \quad \frac{2}{(1-\nu)} \frac{\partial^2 v}{\partial \eta^2} + \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \eta} + \frac{\partial^2 v}{\partial \xi^2} = 0; \quad (2.39)$$

$$\sigma_x = \frac{2E}{H(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} + \nu \frac{\partial v}{\partial \eta} \right) = \begin{cases} -P_x \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_1}{0,5H} \right) < \xi < 1; \\ 0 - \text{на іншому контурі} \\ \text{моделі крім защемлення} \end{cases}$$

$$\sigma_y = \frac{2E}{H(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial v}{\partial \eta} + \nu \frac{\partial u}{\partial \xi} \right) = \begin{cases} -P_Y \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_1}{0,5H} \right) < \xi < 1; \\ 0 - \text{на іншому контурі} \\ \text{моделі крім защемлення} \end{cases} \quad (2.40)$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{H(1+\nu)} \left(\frac{\partial v}{\partial \xi} + \frac{\partial u}{\partial \eta} \right) = 0 - \begin{matrix} \text{на всьому контурі моделі} \\ \text{крім защемлення} \end{matrix}$$

Рівняння пружності в безрозмірних координатах ξ_1, η_1 для збільшеної моделі зуба згідно з рисунком 2.3, б, записуються з урахуванням рівності (2.34–2.37)

$$\frac{2}{(1-\nu)} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \xi_1^2} + \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \frac{\partial^2 v_1}{\partial \xi_1 \partial \eta_1} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial \eta_1^2} = 0;$$

$$\frac{2}{(1-\nu)} \frac{\partial^2 v_1}{\partial \eta_1^2} + \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \frac{\partial^2 u_1}{\partial \xi_1 \partial \eta_1} + \frac{\partial^2 v_1}{\partial \xi_1^2} = 0;$$

$$\sigma_{x_1} = \frac{2E}{KH(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial u_1}{\partial \xi_1} + \nu \frac{\partial v_1}{\partial \eta_1} \right) = \begin{cases} -P_{x_1} \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_2}{0,5KH} \right) < \xi_1 < 1; \\ 0 - \text{на іншому контурі} \\ \text{моделі крім защемлення.} \end{cases} \quad (2.41)$$

$$\sigma_{y_1} = \frac{2E}{KH(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial v_1}{\partial \eta_1} + \nu \frac{\partial u_1}{\partial \xi_1} \right) = \begin{cases} -P_{y_1} \text{ при } \left(1 - \frac{\Delta_2}{0,5KH} \right) < \xi_1 < 1; \\ 0 - \text{на іншому контурі} \\ \text{моделі крім защемлення} \end{cases}$$

$$\tau_{x_1 y_1} = \frac{E}{2KH(1+\nu)} \left(\frac{\partial v_1}{\partial \xi_1} + \frac{\partial u_1}{\partial \eta_1} \right) = 0 - \begin{matrix} \text{на всьому контурі моделі} \\ \text{крім защемлення} \end{matrix}$$

Якщо в рівняннях пружності і граничних умовах моделі (2.41) замінити змінні: $u_1 = K u$, $v_1 = K v$ і прийняти умову співвідношення контактних поверхонь прикладання навантаження на моделях $\Delta_2 = K \Delta_1$ для змінних u^* і v^* , рівняння пружності і граничні умови повністю збігаються з подібними рівняннями для змінних u і v , тобто тотожна рівність змінних: $u^* = u$ і $v^* = v$. В цьому випадку справедливі рівності: $u_1 = K u$, $v_1 = K v$, $\Delta_2 = K \Delta_1$.

Зі збільшенням розмірів моделі зуба в K разів (товщина зуба і моделі однакова) у стільки ж разів прикладена сила N збільшиться $N_1 = K \cdot p \cdot S = K N$, де S – площа, на якій прикладене навантаження інтенсивністю p (інтенсивність навантаження не змінюється), деформації зростають в K разів при адекватному напруженому стані моделей. Апроксимація евольвентного зуба в прямолінійний профіль при пласко напруженому стані спростила доведення тотожності рівнянь пружності та граничних умов моделей. Результати справедливі і для евольвентного профілю зуба, при його геометричному моделюванні без апроксимації в трапецеїдальний профіль.

2.4 Дослідження обертального моменту на гнучкому зубчастому колесі

При моделюванні процесу силової взаємодії зубців в зубчастому зачепленні хвильової передачі використовується принцип суперпозиції сил, який дозволяє розглядати сполучення окремих частин зуба жорсткого колеса з відповідним зубом гнучкого колеса. Одним з найбільш ефективних інструментаріїв дослідження деформацій деталей машин є тензометрія, що володіє високою достовірністю результатів за рахунок оперативного візуального та чисельного контролю в процесі вимірювання (тарування і дублювання вимірювань), можливість автоматизації контролю та обробки дослідних результатів [114, 162].

За даними експериментів деформації модельних зразків контрольного зуба, встановлюється кількість пар зубців, що знаходяться в зачепленні, і визначаються силові параметри взаємодії зубців. З аналізу переміщень елементів контрольного зуба відповідно до рисунка 2.4 визначається залежність нормальної сили в зачепленні, що діє в межах виділеного елемента на рисунку 2.1, від моменту M_2 і фази обертання генератора хвиль, а

також залежність величини нормальних сил діючих на зуб від кута повороту генератора хвиль при різних значеннях моменту M_2 . У даній роботі уточнено експериментальний метод визначення характеру розподілу сил у зубчастому зачепленні хвильової передачі на основі розробленої математичної моделі силових процесів, що дозволило виключити помилки, викликані змінною по довжині жорсткістю контрольного зуба і забезпечити достовірність результатів вимірювань. На жорсткому колесі виділяється контрольний зуб 6 поздовжніми пазами 7, глибина пазів обумовлена розмірами тензорезисторів 1, 2, 3, 4, 5. Зуб 6 згідно з рисунком 2.5 по довжині розділений на п'ять частин радіальними пазами 8.

Тензорезистори наклеєні на зуб 6, з одного боку робочі, а з іншого компенсаційні. Відрізок осцилограми на рисунку А.6, відповідає одному обороту генератора хвиль. Кількість пар зубців у зачепленні Z_Σ визначається тривалістю зачеплення контрольного зуба протягом повного обороту генератора хвиль $Z_\Sigma = \frac{a' + a''}{2\pi} Z_B \cdot 100\%$, де $a' + a''$ – тривалість зачеплення контрольного зуба, *рад*, протягом повного обороту генератора хвиль. Кількість пар зубців у зачепленні і характер розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця є деякими функціями навантажувального моменту. Для об'єктивної оцінки залежностей деформації локалізованих елементів контрольного зуба згідно з рисунком 2.4 від кута повороту вхідного валу, осцилограми показань тензорезисторів знімалися для дванадцяти оборотів генератора хвиль при заданих навантажувальних моментах: $M_2 = (0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5$ Нм. Кількість пар зубців у зачепленні для заданих моментів M_2 , що визначається після розшифрування осцилограм і математичної обробки даних експерименту, заноситься в таблицю А.1.

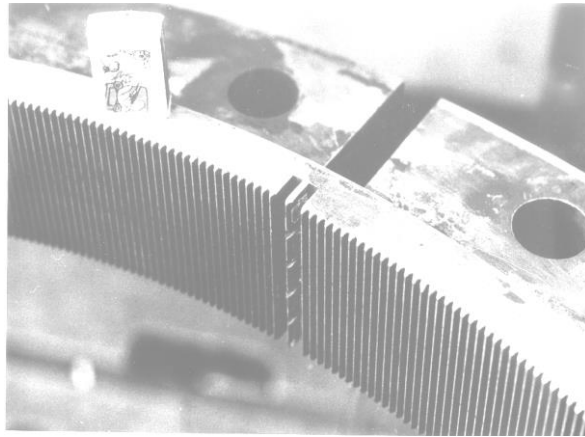


Рисунок 2.4 Локалізовані елементи контрольного зуба жорсткого колеса редуктора нахилу пересувного міксеру МП-600АС

Кількість зубців у зачепленні визначалася також методом швидкісної кінозйомки при тих навантаженнях, що і при тензометрії. Обробка результатів швидкісної кінозйомки представлена на рисунках А.8-А.10 та дозволила встановити кількість пар зубців у зачепленні в залежності від навантажувального моменту M_2 відповідно до рисунка 2.6. Зростання кількості зубців у зачепленні до моменту $M_2 = 0,5 \cdot 10^5$ Н·м відбувається за рахунок пружної деформації гнучкого колеса і вибору проміжків у зачепленні. Надалі інтенсивність зростання кількості зубців у зачепленні знижується, а при $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Н·м стабілізується. Гнучке колесо прийняло перманентно стійку форму і мало змінюється при збільшенні навантаження, моменту M_2 . При відсутності навантаження ($M_2 = 0$), за результатами кінозйомки в зачепленні знаходиться до 30% пар зубців, а за даними тензометрії силова взаємодія зубців не реєструється. У ненавантаженому стані хвильової передачі зусилля на зубці незначні, що не дозволяє отримати стійку кількісну характеристику їх взаємодії. Однак з додаванням хоча б невеликого навантаження, обертального моменту $M_2 = 0,5 \cdot 10^5$ Н·м, результати тензометрії і швидкісної кінозйомки мало відрізняються один від одного. Залежно від величини обертального моменту M_2 , у зачепленні знаходиться від 300 до 420 пар зубців (40÷55)%. Розбіжність результатів швидкісної кінозйомки і осцилографії не перевищують 7 %.

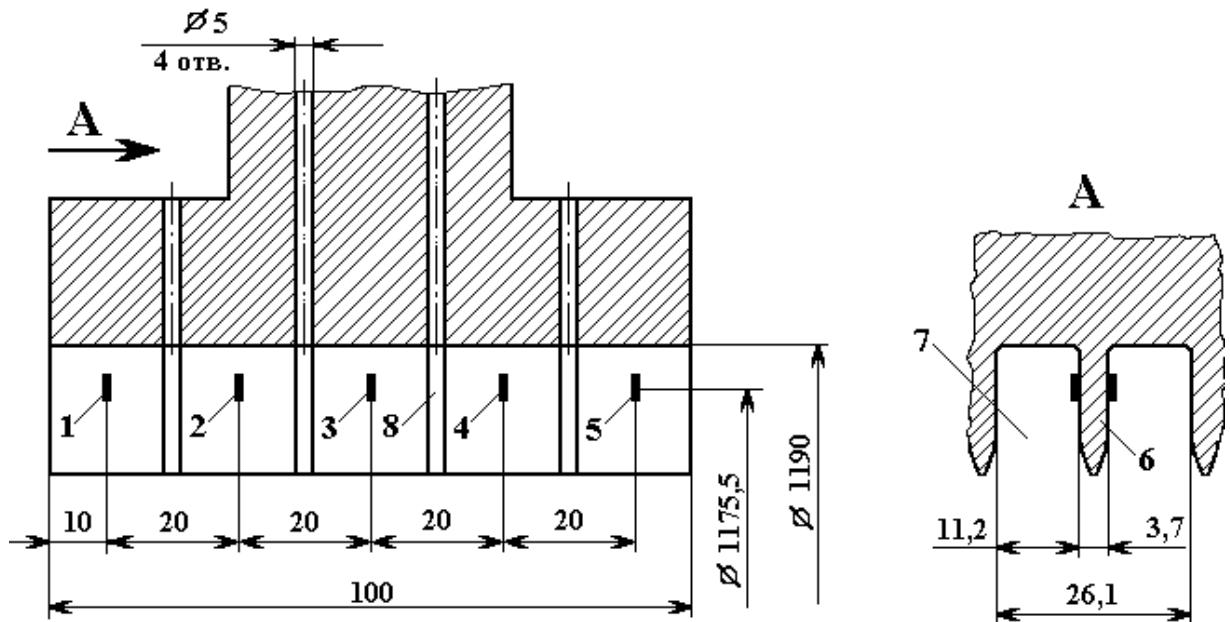


Рисунок 2.5 Монтажна схема тензорезисторів на жорсткому зубчастому колесі:

1, 2, 3, 4, 5 – тензорезистори; 6 – контрольний зуб; 7 – наскрізний поздовжній паз; 8 – радіальний розділовий паз

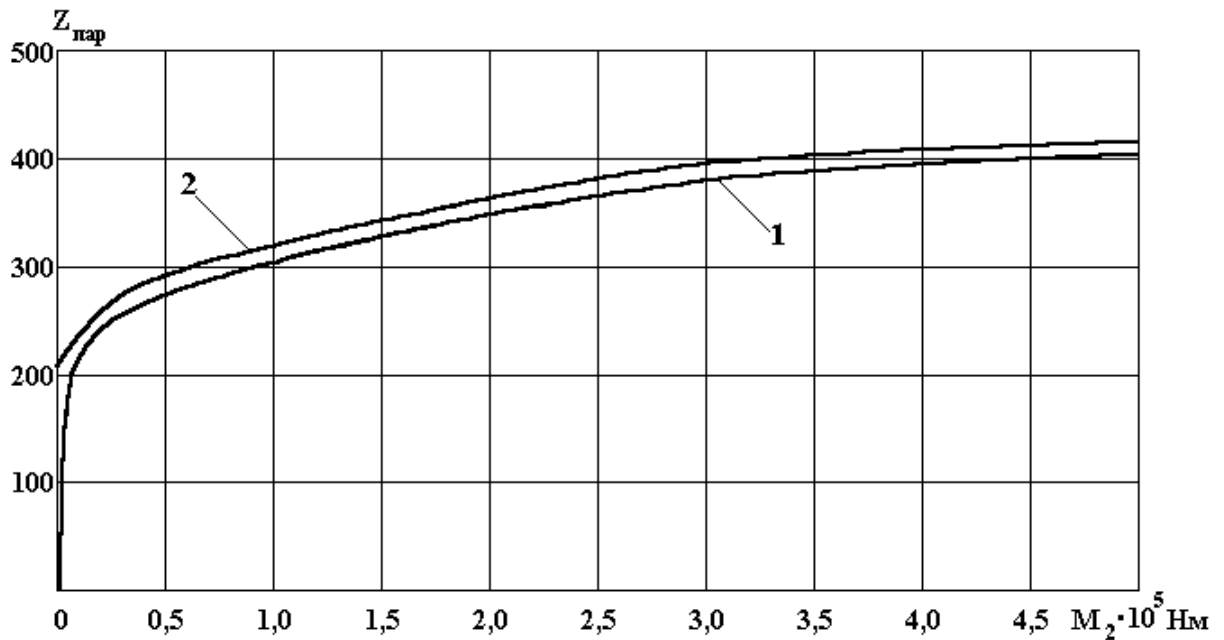


Рисунок 2.6 Залежність кількості пар зубців у зачепленні від обертального моменту, за результатами: 1 - осцилографії; 2 - швидкісної кінозйомки

В експерименті використовувалася пласка модель контрольного зуба, виконана в тому ж масштабі і з матеріалу, що і жорстке колесо відповідно до

рисунка А.11. Моделювався розподіл навантаження в окружному і осьовому напрямках хвильового зубчастого зачеплення за допомогою п'яти виділених елементів контрольного зуба. Взаємодія моделі з зубом гнучкого колеса досліджувалася на лабораторній установці відповідно до рисунків А.12 і А.13. Модель 1 з тензорезисторами 2 навантажується призмою 3 на діаметрі, що поділяє висоту зуба навпіл. Вимірювані переміщення моделі зуба відповідають переміщенням виділених елементів контрольного зуба у зачепленні, наведених в Таблиці А.1. Для підвищення точності вимірювань і зручності розшифрування осцилограм, використовувалися різні діапазони посилення сигналів. Зі збільшенням обертового моменту M_2 , масштабний коефіцієнт зображуваного на осцилограмі сигналу k_i – зменшувався. При $M_2 = (5 \cdot 10^4 \div 10^5)$ Н·м – прийнято $k_i = 1$. При $M_2 = 2 \cdot 10^5$ Н·м, $k_i = 0,36$. Для $M_2 = (3 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^5)$ Н·м, $k_i = 0,18$.

Переміщення моделі зуба 1 визначаються за показаннями тензорезисторів 5 на брусі рівного опору 4 з конусом 7, що спирається на модель на рівні середини висоти зуба [66]. Навантаження моделі і знімання інформації про прогин виконувалися симетрично до поздовжньої осі моделі контрольного зуба.

Масштабне моделювання дії навантаження в зачепленні виконувалося на лабораторній установці відповідно до рисунків А.14 і А.15 за допомогою пласкої моделі зуба жорсткого колеса 3, виконаної з того ж матеріалу, що і жорстке колесо, товщиною 17,5 мм і збільшеною в нормальній площині в масштабі 25:1. Нормальна сила N прикладається на середині моделі зуба 3 від гідропреса згідно з рисунком А.15, деформація моделі передається на брус 2 і через тензорезистори фіксується на осцилограмі та в таблиці А.2. При однаковому пласко напруженому стані моделі 3 і зуба в зачепленні, прогин моделі 3 повинен перевищувати прогин зуба в 25 разів. Жорсткість контрольного зуба 6, виділеного пазами 7 відповідно до рисунка 2.5, значно нижче, ніж у сполученого з ним зуба. Останній можна вважати абсолютно

жорстким, а прогин контрольного зуба b перевищуватиме прогини звичайних зубців хвильової передачі в 2 рази. Для ідентифікації напруженого стану моделі 3 із звичайним зубом у зачепленні, необхідно збільшити деформацію моделі 3, яка визначається брусом 2 згідно з рисунком А.15, в 12,5 разів стосовно деформації контрольного зуба і його моделі 1, яка визначається брусом 5 відповідно до рисунка А.13. Сила N на збільшеній моделі зуба реєструється динамометром 1 і заноситься в таблицю А.3. Вона пропорційна нормальній силі в зачепленні на ширині зубців, що відповідає ширині досліджуваного елемента контрольного зуба.

При визначенні навантаження на зуб прийнята геометрична подібність моделей контрольного зуба, для яких виконується тотожність рівнянь статичної задачі теорії пружності, а також подібність початкових і граничних умов. Це є достатньою умовою існування подібності досліджуваних явищ [125].

Для підвищення точності оцінки силових факторів зубчастого зачеплення розроблені фізичні моделі контрольного зуба та масштабованого зуба жорсткого колеса, моделювання деформації останнього виконано за даними тензометрії контрольного зуба і його моделі. Це дозволило виключити завдання пружності для зуба і отримати розподіл сил у зубчастому зачепленні хвильової передачі безпосередньо, за показаннями динамометра.

При контакті зубців по лінії, що ділить їх висоту навпіл, деформації зубців з достатньою точністю можна вважати однаковими. Контрольний зуб має низьку жорсткість при згині. Зуб, що взаємодіє з ним, практично не відчуває згинальних деформацій, а прогин контрольного зуба перевищує в два рази прогин звичайного зуба в зачепленні. Двадцяти п'ятикратне збільшення масштабу моделі зуба жорсткого колеса в двох вимірах вимагає збільшення його прогину в дванадцять з половиною раз по відношенню до прогину контрольного зуба. Прогини моделей контрольного зуба і зуба

жорсткого колеса вимірюються за допомогою бруса рівного опору на лінії, що ділить активну частину їх профілів навпіл. Переміщення кінця бруса рівного опору за схемами на рисунках А.13 і А.15 пов'язані співвідношенням: $Y_{M \max} / Y_{k \max} = 12,5$, де $Y_{M \max}$ і $Y_{k \max}$ – прогини бруса рівного опору, відповідні навантаженням збільшеної моделі зуба жорсткого колеса і контрольного зуба.

При рівних відносних деформаціях зуба жорсткого колеса і його збільшеної моделі, абсолютна деформація цієї моделі перевищує абсолютну деформацію зуба жорсткого колеса в 25 разів. Сила, що викликає деформацію збільшеною моделі зуба, в 25 разів перевищує відповідне зусилля в зачепленні. Жорсткість бруса рівного опору 4 установки, що моделює взаємодію зубців хвильової передачі, повинна бути значно нижче жорсткості моделі контрольного зуба. При однакових переміщеннях призми 7 згідно з рисунком А.13 для моделі контрольного зуба 1, відношення сил з боку бруса рівного опору F_6 і навантаження N_K , що викликають ці переміщення, не повинно перевищувати 0,01, тобто $F_6 / N_K \leq 0,015$. В цьому випадку можна не враховувати вплив зусиль F_6 на деформацію моделі контрольного зуба. Співвідношення нормальних зусиль, прикладених до збільшеної моделі зуба хвильової передачі та відповідних сил у зачепленні, визначає масштабний коефіцієнт q_M , користуючись яким можна визначити значення нормальної сили N_i в зубчастому зачепленні хвильової передачі

$$N_i = 0,5 q_M \cdot N_M \quad (2.42)$$

Для скорочення експериментальних робіт, в якості початкових параметрів навантаження збільшеної моделі зуба 3 відповідно до рисунка А.15 приймаються дані вимірювання деформації бруса 4 і згідно з рисунком А.11, отримані при навантаженні моделі контрольного зуба 1. За теорією подібності [125] визначається значення масштабного коефіцієнта $q_M = 0,04$ і підставляється в формулу (2.42)

$$N_i = 0,02 N_M. \quad (2.43)$$

Експериментальні дані про нормальне навантаження збільшеної моделі зуба наведені в таблиці А3 і з урахуванням виразу (2.43) перетворюються в нормальні зусилля N_i , що діють у зачепленні. Графічні залежності нормальних зусиль у зачепленні, які діють на умовно розділених ділянках зуба, від величини моменту M_2 і кута повороту генератора хвиль, наведені на рисунках 2.7 – 2.12.

Після розшифрування осцилограм і визначення нормальних зусиль на окремих ділянках контрольного зуба жорсткого колеса, встановлюється залежність величини нормальної сили N_k діючої на зуб, від фази зачеплення.

Повне нормальне навантаження на зуб хвильової передачі, в залежності від кута повороту генератора хвиль α для різних обертальних моментів M_2 , визначається шляхом підсумування координат кривих 1 - 5 при однакових кутах повороту генератора хвиль α на рисунках 2.7 – 2.12. В результаті підсумування рисунків 2.7 – 2.12 отримаємо

$$N_k = \sum_{k=1}^5 [N_{k_i}]_{\alpha=\text{constant}} \quad (2.44)$$

За формулою (2.44) розподілу нормальних сил $P_1 \dots P_5$ по ширині зубчастого вінця, прикладених до локалізованих елементів зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 відповідно до рисунків 2.7 – 2.12 встановлюються залежності величини нормальної сили P , Н діючої на зуб, від кута повороту генератора хвиль α , редуктора приводу нахилу пересувного міксеру МП-600АС, при різних обертальних моментах M_2 : 1 – $0,5 \cdot 10^5$ Н·м; 2 – $1,0 \cdot 10^5$ Н·м; 3 – $2,0 \cdot 10^5$ Н·м; 4 – $3 \cdot 10^5$ Н·м; 5 – $4 \cdot 10^5$ Н·м; 6 – $5 \cdot 10^5$ Н·м відповідно до рисунка 2.13.

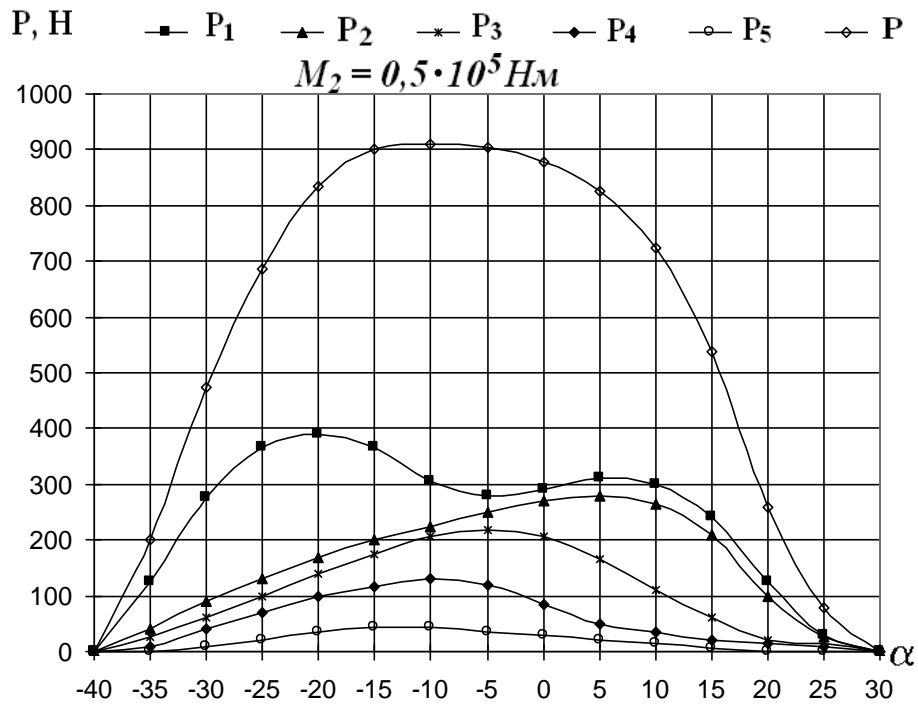


Рисунок 2.7 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, H , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, H , прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , редуктора пересувного міксеру МП-600АС, при навантаженні $M_2 = 0,5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

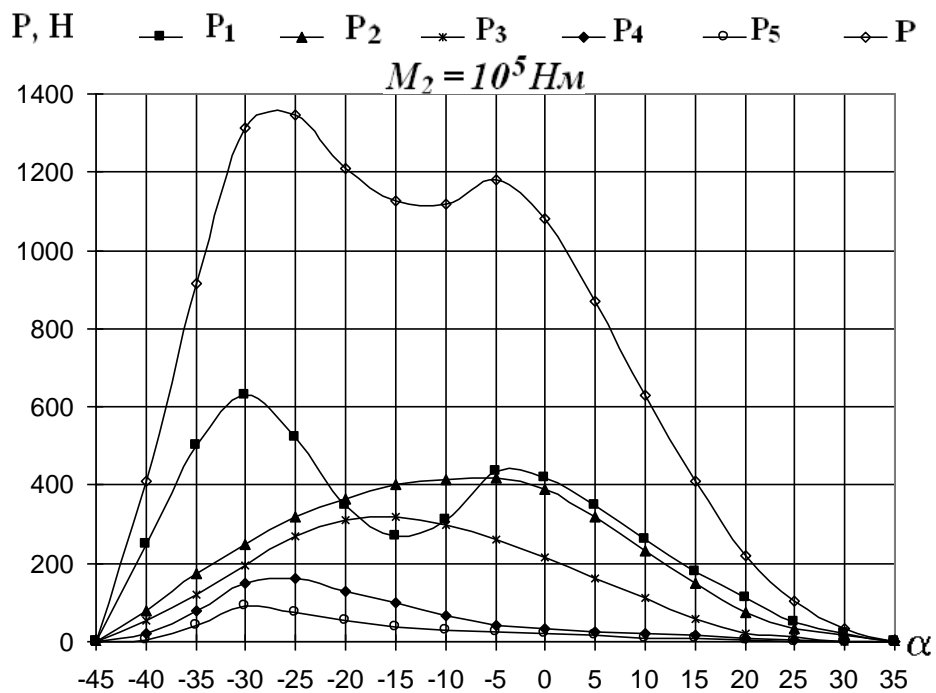


Рисунок 2.8 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, H , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, H , прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , редуктора пересувного міксеру МП-600АС, при навантаженні $M_2 = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

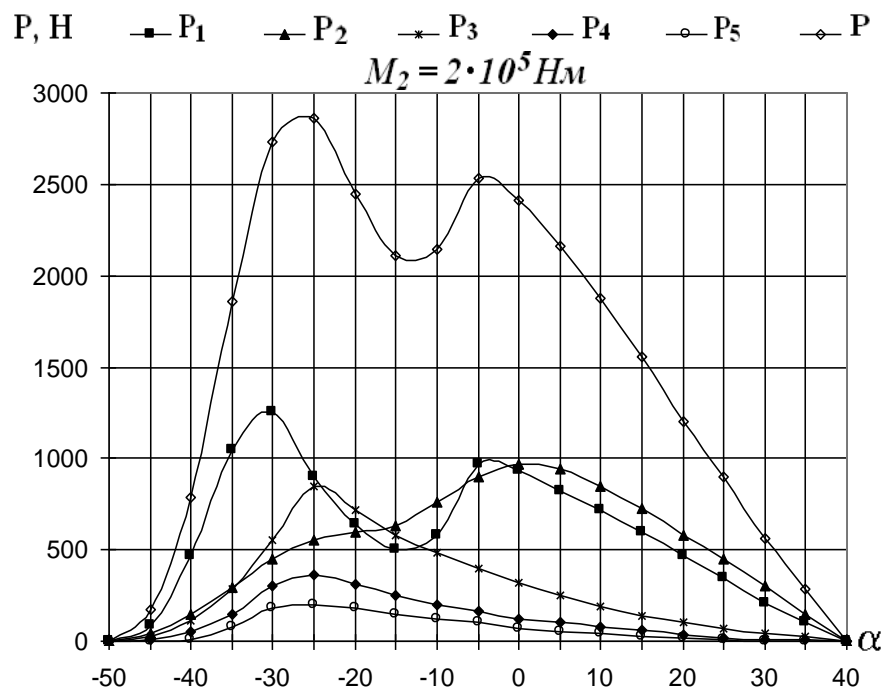


Рисунок 2.9 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, N , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, N , прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , при навантаженні $M_2 = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ редуктора пересувного мікзера МП-600АС

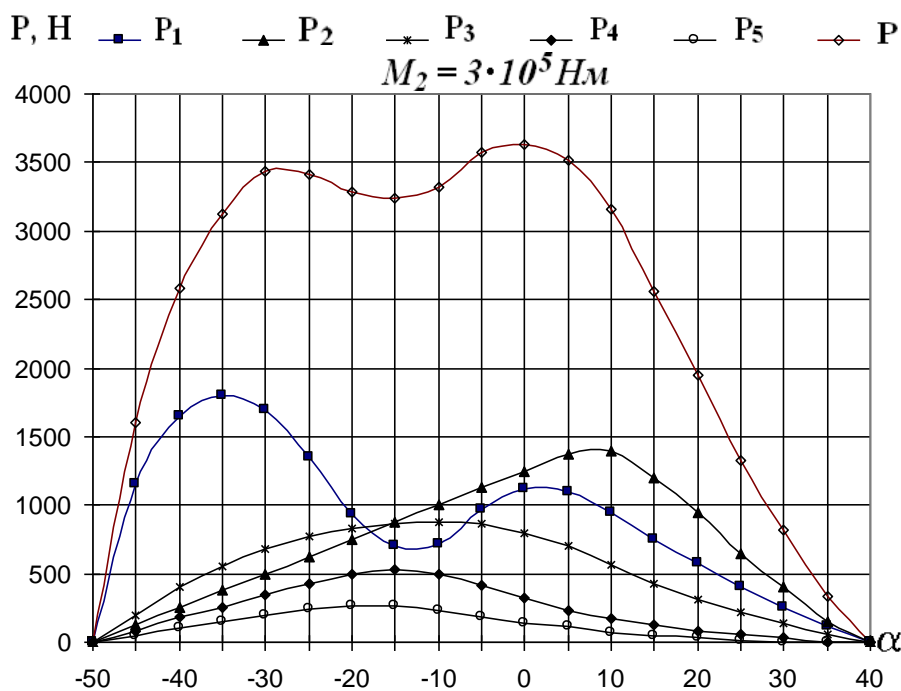


Рисунок 2.10 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, N , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, N прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , при навантаженні $M_2 = 3,0 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ редуктора пересувного мікзера МП-600АС

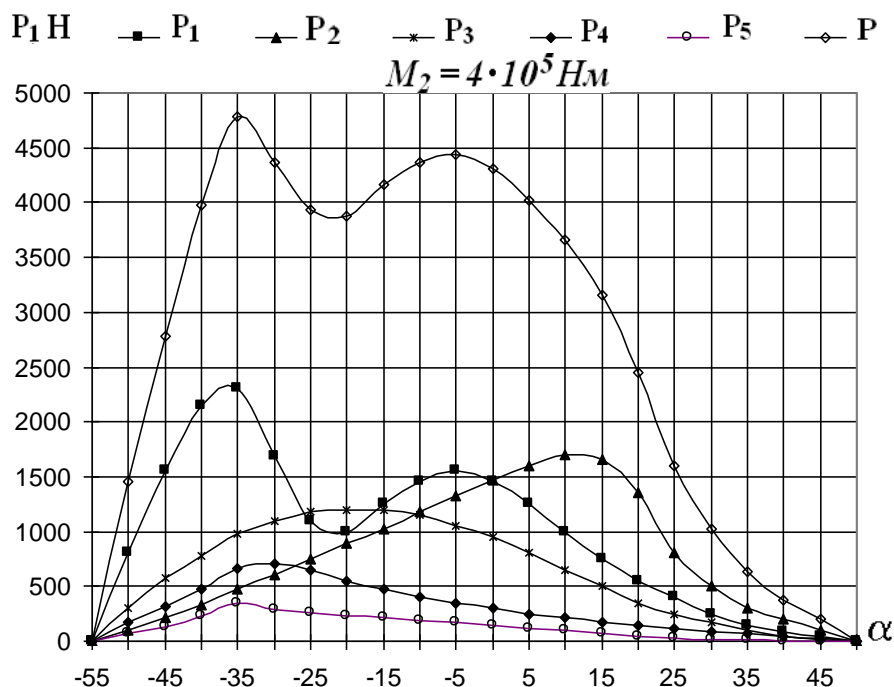


Рисунок 2.11 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, N , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, N , прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , при навантаженні $M_2 = 4,0 \cdot 10^5 \text{ Нм}$ редуктора пересувного міксеру МП-600АС

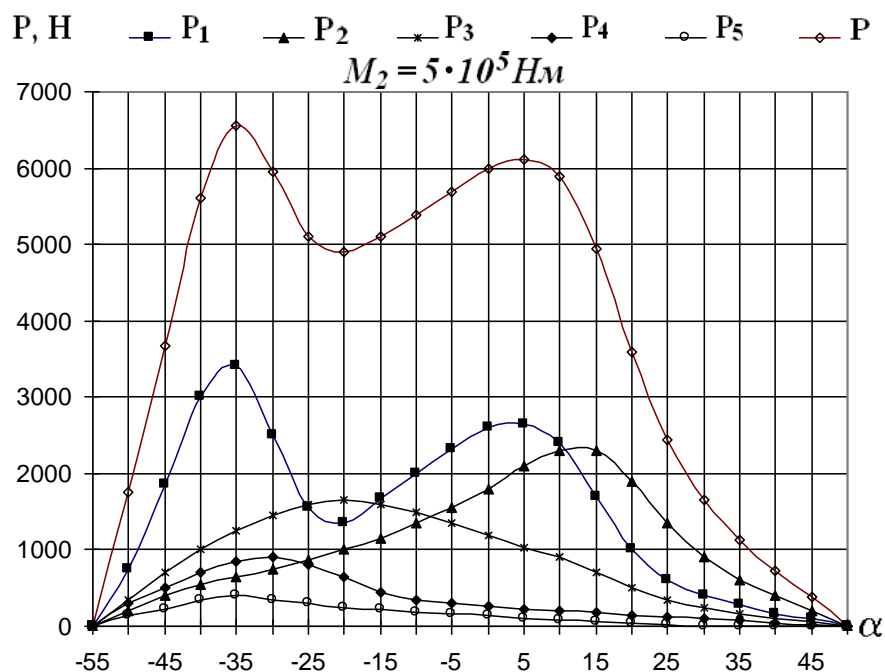


Рисунок 2.12 Залежності нормальних сил P_1, \dots, P_5, N , що діють на локалізовані елементи зуба жорсткого колеса 1, 2, 3, 4, 5 і вислідної нормальної сили P, N , прикладеної до зуба, від кута повороту генератора хвиль α , при навантаженні $M_2 = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Нм}$ редуктора пересувного міксеру МП-600АС

Максимальне значення нормального навантаження на зуб від величини обертального моменту на вихідному валу хвильового редуктора приводу пересувного міксеру МП-600АС отримано експериментально згідно з рисунком 2.14. Навантаження на зубці не симетричне відносно великої вісі генератора хвиль, воно зміщене в напрямку їх входу в зубчасте зачеплення.

З підвищенням моменту M_2 зростає нерівномірність розподілу навантаження в зачепленні. Це викликано великими деформаціями гнучкого колеса. З підвищенням моменту M_2 , зростає інтерференція зубців з переднього торця зубчастого вінця на вході в зачеплення, що підвищує інтенсивність навантаження на зубці і при підвищених навантаженнях викликає заклинювання і проскакування зубців. Зона входу зубців у зачеплення чинить негативний вплив на навантажувальну здатність, довговічність і ККД великих хвильових передач. У цій області спостерігається підвищений знос зубців.

У хвильовому редукторі міксеру МП-600АС, найбільшу величину нормальне навантаження на зубці має поблизу переднього торця зубчастого вінця, на вході зубців у зачеплення, крива P_1 , $\alpha = -20^\circ \dots -37^\circ$, де пікові навантаження перевищують максимальні значення на 30...40%.

При віддаленні від переднього торця зубчастого вінця інтенсивність навантаження падає. Нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця обумовлена головним чином високою піддатливістю гнучкого колеса. Падіння навантаження на зубці поблизу переднього торця зубчастого вінця, при віддаленні від входу зубців у зачеплення, за великою віссю генератора хвиль згідно з рисунками 2.7 – 2.12 крива P_1 , $\alpha > 0^\circ$, відбувається за рахунок перерозподілу навантаження між зубцями і виходу локалізованого елемента контрольного зуба з зони інтерференції зубців. Частина зубців, що прилягає до заднього торця, до 40% по ширині зубчастого вінця, навантажена незначно, криві P_4 , P_5 на рисунках 2.7 – 2.12.

Усунення області інтерференції зубців і слабо навантаженої зони зубчастого зачеплення знизить перекіс зубців гнучкого колеса по ширині

зубчастого вінця, зменшить рівень інтерференції зубців, нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців, що мінімізує енергетичні втрати в зубчастому зачепленні і підвищить навантажувальну здатність хвильової передачі. Отримані результати становлять особливу актуальність для великих хвильових редукторів з широкими зубчастими вінцями, де масштабний фактор підсилює негативний вплив виникаючих відхилень.

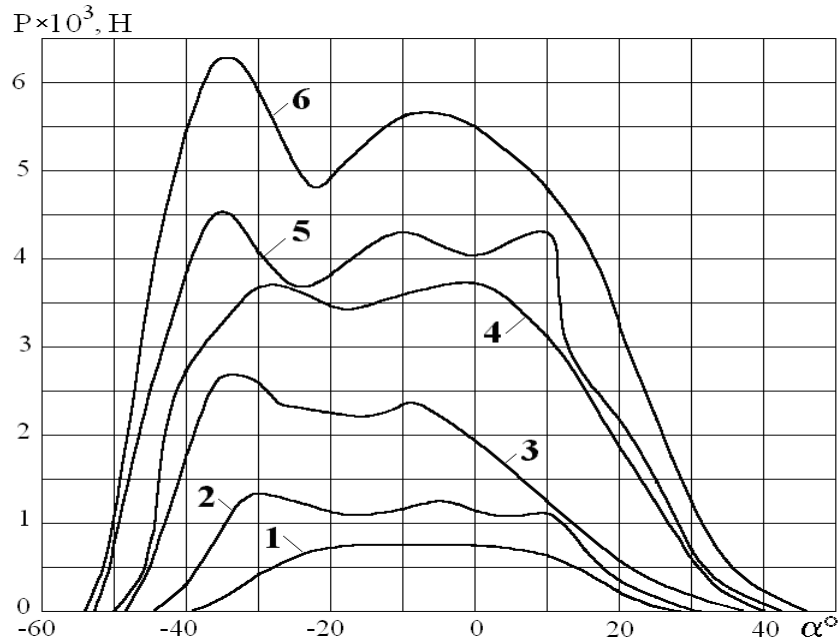


Рисунок 2.13 Залежність нормальної сили P , H , діючої на зуб, від кута повороту генератора хвиль α , редуктора міксера МП–600АС, при моментах

M_2 :

1 – $0,5 \cdot 10^5$ Н·м; 2 – $1,0 \cdot 10^5$ Н·м; 3 – $2,0 \cdot 10^5$ Н·м;

4 – $3 \cdot 10^5$ Н·м; 5 – $4 \cdot 10^5$ Н·м; 6 – $5 \cdot 10^5$ Н·м

Характер розподілу навантаження на зубцях у деформованому зачепленні апроксимуємо за допомогою косинусоїди. Інтенсивність колової сили, яка прикладається до зубців гнучкого колеса, віддалених від максимально навантаженого зуба на кут φ , дорівнюватиме

$q_\tau = \frac{N \cos \alpha}{R_1 \beta} \cos \frac{\pi \varphi}{\alpha_1}$, де φ – кут змінюється в межах центрального кута α_1 ,

$-\frac{\alpha_1}{2} < \varphi < +\frac{\alpha_1}{2}$, який відповідає ділянці гнучкого колеса, зубці якого

знаходяться в зачепленні; $R_1 = 576,7$ мм – радіус кола, що ділить зубці жорсткого колеса навпіл; $\beta = 0,47368^\circ$ – кутовий крок гнучкого колеса; N – максимальне нормальне зусилля в зубчастому зачепленні. Інтенсивність нормального навантаження на зубцях гнучкого колеса

$$q_r = \frac{N \sin \alpha}{R_1 \beta} \cos \frac{\pi \varphi}{\alpha_1}. \quad (2.45)$$

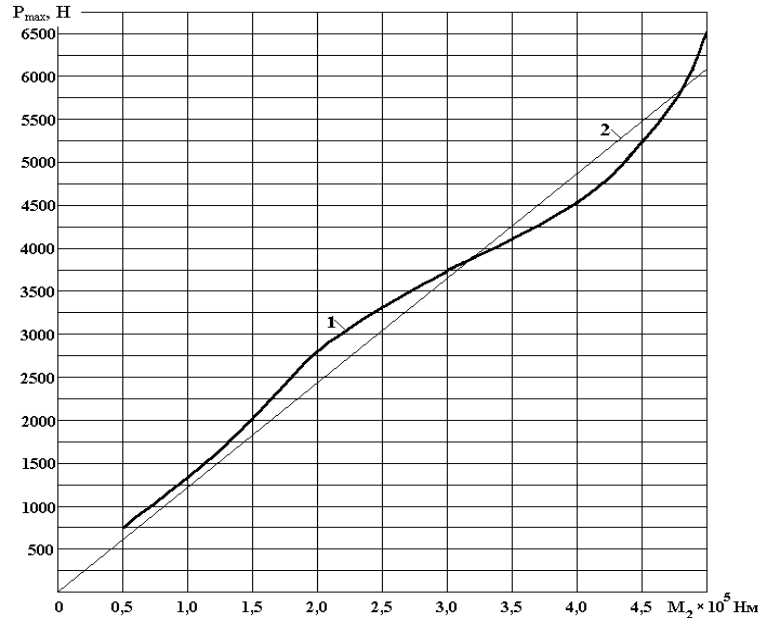


Рисунок 2.14 Залежність величини максимальної сили, діючої на зуб, P_{max} , Н, редуктора пересувного міксеру МП–600АС, від величини моменту M_2 :
1 – крива отримана експериментально; 2 – лінійна апроксимація залежності

Обертальний момент M_2 на гнучкому зубчастому колесі створюється коловими силами q_r діючими в зубчастому зачепленні

$$M_2 = 2 \int_{-\frac{\alpha_1}{2}}^{+\frac{\alpha_1}{2}} (q_r \cdot R_1^2) d\varphi = 2R_1 \frac{N \cos \alpha}{\beta} \int_{-\frac{\alpha_1}{2}}^{+\frac{\alpha_1}{2}} \cos \frac{\pi \varphi}{\alpha_1} d\varphi. \quad (2.46)$$

В результаті інтегрування отримаємо значення шуканого обертаючого моменту, прикладеного до гнучкого колеса $M_2 = \frac{4N \cdot R_1 \cos \alpha}{\pi \beta} \alpha_1$.

Для отримання достатнього обсягу інформації про деформований стан досліджуваного елемента, на його попередньо підготовлені активні поверхні наклеюються по одному або по три тензорезистора з двох сторін [205]. Осі тензорезисторів розташовують симетрично або строго орієнтовано відносно головних напрямків деформації елемента з максимальним наближенням до досліджуваної області. Орієнтація трьох тензорезисторів здійснюється в радіальному напрямку I_r , тангенціальному I_0 і під кутом 45° до двох зазначених ортогональних напрямків I^* .

Сигнали від кожного тензорезистора реєструються окремими каналами тензостанції за незалежною схемою включення. Передача сигналів від тензорезисторів здійснюється без струмознімачів, що виключає основні похибки тензометрії динамічних процесів.

Тарування апаратури проводиться до і після проведення експерименту, а результати подаються у вигляді графіків із зазначенням типу і номера тензорезистора, номера каналу, типу і номера приладів, ступеня чутливості. Тарування тензорезисторів здійснюється за допомогою бруса рівного опору до і після експерименту.

Використовуються фольгові тензорезистори типу ФК–РБ–1 з базою 1 мм і розетки ФК–РБ–3 з трьох тензорезисторів з базою 1 мм. Показання тензорезисторів реєструються через канали тензостанції. Відмітка на осцилограмі моменту суміщення великої осі генератора з радіусом, що проходить через вісь радіально орієнтованого тензорезистора I_r , виконується за допомогою контактів, встановлених на перетині осі радіального тензорезистора і максимального радіуса генератора хвиль. Момент замикання контактів відзначається імпульсом на осцилограмі відповідно до Рисунка 2.14, кутова координата $\varphi = 0$ і велика вісь генератора суміщені з віссю тензорезистора I_r . Сигнали тензорезисторів I_r , I_0 , I^* фіксуються на осцилограмі. Відрізок r відповідає одному обороту диска, що проходить за неповний оборот генератора хвиль.

Зняття інформації з основних і дублюючих тензорезисторів виконується для дванадцяти повних обертів генератора хвиль, при заданому постійному крутильному моменті на вихідному валу редуктора. Інтервали регулювання крутильного моменту на вихідному валу ΔM_2 , як правило, приймаються постійними в заданих межах вимірювання деформації. Спочатку на осцилограмі проводиться запис умов і часу проведення експерименту. Потім по першій установці та запису механічних і електричних нулів розписується осцилограма. На початку кожної доріжки записується номер датчика, місце і вісь вимірювань і переглядається вся осцилограма. Звертається увага на перетинання осцилограм, для правильного визначення їх ходу.

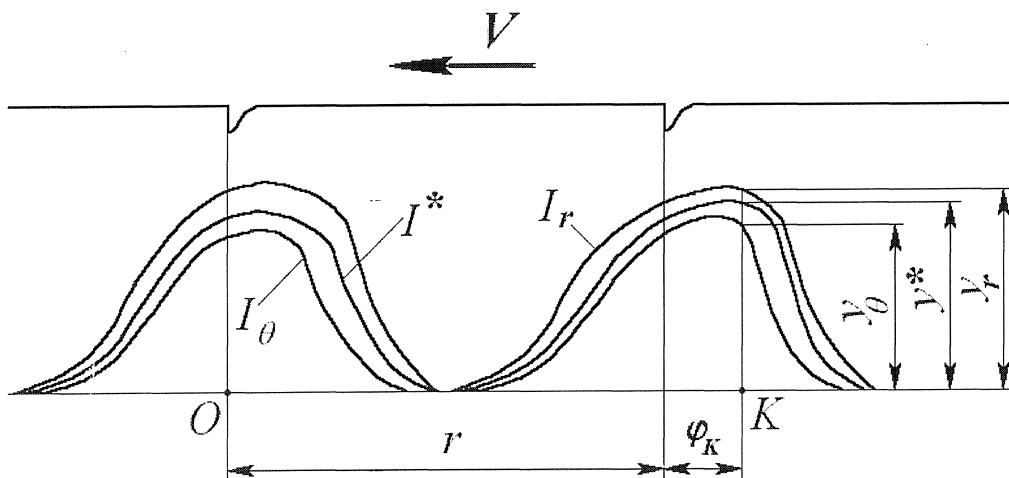


Рисунок 2.15 Осцилограма сигналів розетки тензорезисторів ФК–РБ–3 на контрольному елементі диска, що проходить за неповний оборот генератора

хвиль

При перегляді осцилограм визначається достовірність усіх ділянок запису і необхідність їх розшифрування, так як на плівці можуть бути ділянки з накладенням запису різних каналів, розшифрування яких неможливе. Виключаються ділянки, що мають піки (сплески) з частотним діапазоном, який перевищує діапазони апаратури. Вони можуть виникати в результаті порушення контактних з'єднань. Якщо піки виникають по

декількох каналах одночасно, значить, несправність в ланцюзі живлення або генератора несучої частоти, якщо в одному каналі – несправний ланцюг датчика або осцилографа.

Різкі відхилення запису, кілька міліметрів вгору або вниз, виникає через збій балансування опору каналу, двигунець якого змістився під дією вібрацій або ударів. Обробка записів динамічних процесів ведеться відповідно до основних положень теорії планування експерименту, тензометрії і методики обробки результатів вимірювань [41, 43, 78, 107, 205]. При яскраво виражених гармонійних складових коливального процесу обмежуються знаходженням амплітудно-частотного спектра.

Якщо досліджувані параметри носять характер випадкового процесу, то можуть визначатися моменти розподілу: середнє значення, дисперсія і кореляційна функція випадкового процесу. У разі знаходження амплітудно-частотного спектра, з кривою запису процесу виділяються ділянки гармонійних коливань, і вимірюється їх амплітуда. При цьому необхідно по амплітудній характеристиці перевірити, чи не перевищують вимірні значення максимального амплітудного діапазону всього вимірювального тракту.

Значення складових з частоти і амплітуди фіксуються разом з коефіцієнтом чутливості, значення якого для даної частоти знімається з амплітудно-частотної характеристики. Це дозволяє внести поправку при перерахунку розмірів осцилограми вимірюваної величини. Якщо частотна характеристика у відповідній точці має «падіння», то значення вимірюваної величини без внесення поправки будуть занижені, якщо «підйом», то завищені.

Висновки до розділу 2.

1. Діючі розрахункові методики базуються на наукових і практичних результатах дослідження хвильових передач з кулачковим генератором

хвиль, обладнаним гнучкою вальницею, що забезпечують обертальні моменти на тихохідному валу переважно до 5 кН·м. У важких машинах обертальні моменти досягають $10^5 \dots 10^6$ Н·м і вище, тому використовуються дискові генератори хвиль, які володіють значно вищою навантажувальною здатністю в порівнянні з кулачковими. Теоретичні та практичні напрацювання з дослідження, освоєння і експлуатації великих хвильових передач вельми обмежені, отримані результати часто не мають повторюваності, а іноді містять протиріччя. Істотні конструктивні відмінності, відсутність геометричної подоби, в т. ч. розмірних рядах кінематичних і великих хвильових передач, не дозволяє використовувати відомі розрахункові методики для проектування хвильових передач відповідно до важкого машинобудування.

2. На відміну від відомих методик [12, 66, 178], форма контрольного зуба прийнята незмінною по всій ширині зубчастого вінця, що виключає спотворення результатів експерименту, які вносяться змінною по ширині формою зуба. Забезпечується можливість монтажу тензорезисторів по всій ширині контрольного зуба, що дає повну інформацію про деформації зубців по всій ширині зубчастого вінця, а не тільки на крайніх ділянках, як у відомих методиках.

3. На відміну від відомих методик [12, 66, 178], враховано зниження жорсткості контрольного зуба на стадіях моделювання досліджуваного процесу і обробки результатів експерименту. Виконано кількісні оцінки відхилень модельних зразків від реальних форм і розмірів, що забезпечують значно більш високу точність і достовірність результатів експерименту.

4. Апроксимація евольвентного зуба трапецеїдальним, при моделюванні пласко напруженого стану зубців, спростила доказ тотожності рівнянь пружності і граничних умов розроблених математичних моделей. Отримані результати придатні для математичного моделювання пласко напруженого стану зубців з будь-яким нелінійним профілем.

5. Розроблено методику моделювання силової взаємодії зубців у деформованому зубчастому зачепленні великої хвильової передачі, яка на відміну від відомих рішень, дозволяє:

– усунути спотворення деформованого стану контрольного зуба при навантаженні за рахунок сталості жорсткості по довжині, досягнутої виконанням наскрізних паралельних прорізів на жорсткому колесі симетрично осі контрольного зуба;

– істотно підвищити точність оцінки силових характеристик елементів зубчастого зачеплення по ширині вінця і в окружному напрямку, завдяки врахуванню зниження жорсткості контрольного зуба за допомогою розробки фізичних моделей контрольного зуба і масштабованого зуба жорсткого колеса.

6. Масштабне моделювання деформації зуба жорсткого колеса з 25–кратним збільшенням, виконано за даними тензометрії контрольного зуба і його моделі, що дозволило усунути відомі похибки рішення і саму задачу пружності для зуба, отримати розподіл сил у зубчастому зачепленні безпосередньо за показаннями динамометра.

7. Розробка досконалих фізичних і математичних моделей дозволила підвищити точність результатів теоретичних і експериментальних досліджень силових процесів діючих у деформованому зубчастому зачепленні великої хвильової передачі. Отримано науково обґрунтовані двох параметричні залежності розподілу сил у зубчастому зачепленні великої хвильової передачі. Порівняльна оцінка похибок, що вносяться відхиленнями геометричних форм і розмірів фізичних моделей і математичних аналогів, не перевищує $R = (0,1 \div 0,3)\%$, що підтверджує коректність постановки експерименту і обґрунтованість отриманих кількісних результатів, що підтверджують об'єктивність і високу точність розробленого експериментально-теоретичного методу оцінки сил у деформованому зубчастому зачепленні великої хвильової зубчастої передачі.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ДЕФОРМОВАНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНОЇ ХВИЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Обґрунтування відносного положення зубців в ВГХЗП в процесі роботи

Великі хвильові передачі володіють великою протяжністю поля зубчастого зачеплення, викликаючи необхідність дослідження відносного положення зубців. У даній роботі встановлено залежності проміжків між зубцями в деформованому зачепленні великої хвильової передачі, від навантаження, геометричних, силових і конструктивних факторів.

Відносне положення зубців гнучкого і жорсткого коліс, визначає низку основних показників хвильової передачі: швидкості ковзання, енергетичні втрати в зубчастому зачепленні, знос зубців, умови виникнення інтерференції і проскакування зубців. При цьому особливості взаємодії зубців гнучкого та жорсткого коліс мають принципові відмінності і вимагають спеціальних досліджень.

Головною умовою відсутності інтерференції зубців у хвильовій передачі служить наявність проміжків у зачепленні, особливо на вході і виході зубців із зачеплення, де деформація гнучкого колеса мінімізує зазначені проміжки. Наявність гнучкого колеса істотно знижує проміжки в навантаженому зачепленні та призводить до інтерференції зубців. Завдання усунення інтерференції і проскакування зубців у високо навантажених хвильових передачах вимагає спеціального рішення. При визначенні проміжків між зубцями в хвильових редукторах приводів нахилу пересувного міксера МП-600АС і рудорозмельного млина МГР5500×7500 використовувалися результати, наведені в наступних роботах [12, 28, 29, 45, 51, 62, 74, 116, 133].

Визначимо кут γ – половину кута контакту гнучкого колеса з диском

генератора хвиль $\cos \gamma = 1 - \frac{W_0}{\varepsilon}$, де W_0 – максимальна радіальна деформація гнучкого колеса у великій осі генератора хвиль; ε – ексцентриситет установлення дисків.

Безрозмірні коефіцієнти A_1 , B_1 , що характеризують деформацію гнучкого колеса [45]

$$A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma, \quad B_1 = \frac{4}{\pi} \left[\cos \gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) \sin \gamma \right]. \quad (3.1)$$

Радіальні і окружні переміщення W , V , кут повороту нормалі θ ділянки зубчастого вінця гнучкого колеса віддаленого на кут $0 \leq \varphi \leq \gamma$ від великої осі генератора хвиль

$$V = -\frac{W_0}{A_1 - B_1} (A_1 \sin \varphi - B_1 \varphi), \quad \theta = \frac{W_0 B_1 \varphi}{r(A_1 - B_1)}, \quad \text{де}$$

$\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_h t$ – кут, що визначає поточний стан великої осі генератора хвиль; r

– радіус серединної лінії обода гнучкого колеса. Для кута $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

визначимо

$$W = \frac{W_0}{A_1 - B_1} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right],$$

$$V = -\frac{W_0}{A_1 - B_1} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right],$$

$$\theta = \frac{W_0}{r(A_1 - B_1)} [2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]. \quad (3.2)$$

Проекції радіальних переміщень вершин і западин зубців гнучкого колеса W_{aq} , W_{fq} на напрямок осі симетрії зуба n

$$W_{aq} = (r_{aq} + W) \cos \varphi_b - r - w_b, \quad W_{fq} = (r_{fq} + W) \cos \varphi_b - r - w_b. \quad (3.3)$$

Проекція окружних переміщень вершин і западин зубців гнучкого колеса V_{aq} , V_{fq} на напрямок ортогональний до осі n

$$V_{aq} = V + (r_{aq} - r)\theta - (r_{aq} + W)\varphi_q - v_b, \quad (3.4)$$

$$V_{fq} = V + (r_{fq} - r)\theta - (r_{fq} + W)\varphi_q - v_b,$$

де r_{aq}, r_{fq} – радіуси кіл вершин і западин зубців;

$$\varphi_b = \frac{\omega_h t}{u} = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) / u \quad \text{– кут повороту гнучкого колеса відносно}$$

жорсткого;

$$u = \frac{z_b}{z_b - z_g} \quad \text{– передатне відношення};$$

W і V – радіальні і окружні переміщення точки “ B ” перетину спільної осі симетрії зубців з серединною лінією, в залежності від кута φ ;

θ – кут повороту нормалі в окружному напрямку;

w_b і v_b – радіальні і окружні переміщення деформованого жорсткого колеса.

Для довільного радіуса r_y можна переписати другу формулу з системи рівнянь (3.4)

$$V_{yq} = V + (r_{yq} - r)\theta - (r_{yq} + W)\varphi_q. \quad (3.5)$$

Радіус кола r_{yq} недеформованого гнучкого колеса « q », який у деформованого гнучкого колеса збігається з колом вершин жорсткого колеса “ b ” в точці, яка визначається кутом ψ ,

$$r_{yq} = r_{fq} + r_{ab} \cos\left(\frac{2\pi}{z_b}\right)\psi - (r_{fq} + W)\cos\varphi_b, \quad (3.6)$$

де r_{ab} — радіус кола вершин зубців жорсткого колеса.

Визначимо радіус кола r_{yb} жорсткого колеса, що співпадає з колом вершин деформованого гнучкого колеса в точці, яка визначається кутом φ

$$r_{yb} = r_{fb} + r_{ab} \cos\left(\frac{2\pi}{z_b}\right)\psi - (r_{aq} + W)\cos\varphi_b \quad (3.7)$$

Діаметри основних кіл d_b гнучкого і жорсткого коліс $d_b = m \cdot Z \cos \alpha$.

Кут профілю зуба в довільному перерізі α_y , $\cos \alpha_y = \frac{d_b}{d_y}$. Товщина зубців S_y

по дузі довільного діаметру $S_y = d_y \left(\frac{\pi}{2Z} \pm 2x \frac{\operatorname{tg} \alpha}{Z} \pm \operatorname{inv} \alpha \mp \operatorname{inv} \alpha_y \right)$, де x –

коефіцієнт зміщення інструмента.

Проміжки у вершин зубців гнучкого j_{aq} і жорсткого j_{ab} коліс при вході в ненавантажене зачеплення

$$J_{aq} = \left(|V_{aq}| - \frac{S_{aq} + S_{yb}}{2} \right) \cos \alpha_y, \quad (3.8)$$

$$J_{ab} = \left(|V_{yq}| - \frac{S_{ab} + S_{yq}}{2} \right) \cos \alpha_y, \quad (3.9)$$

де S_{aq} , S_{ab} — товщина вершин зубців гнучкого і жорсткого коліс.

Проміжки у вершин зубців гнучкого j'_{aq} і жорсткого j'_{ab} коліс на дузі виходу з зачеплення, в межах кута повороту великої осі генератора хвиль

$$\varphi = 0 \dots \frac{\pi}{2}$$

$$J'_{aq} = \left[\left(r + W_{aq} \right) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{aq}| - 0,5 (S_{aq} + S_{yb}) \right] \cos \alpha_y, \quad (3.10)$$

$$J'_{ab} = \left[\left(r + W_{aq} \right) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{yq}| - 0,5 (S_{ab} + S_{yq}) \right] \cos \alpha_y. \quad (3.11)$$

Диски генератора хвиль встановлені на роликівих радіальних дворядних вальницях. Зближення центрів внутрішнього і зовнішнього кілець у напрямку кута зовнішнього навантаження внаслідок пружних контактних деформацій, еквівалентне сумарній величині пружної деформації по внутрішньому і зовнішньому кільцям вальниці [8]

$$\delta_{ko} = 56 \cdot 10^{-7} \frac{R}{Z \cdot l_p \cdot \cos \beta} \lg \left(\frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot d_p \cdot l_p \cdot z \cdot \cos \beta}{R} \right), \quad (3.12)$$

де R – радіальна сила;

z – кількість роликів; d_p – діаметр ролика; β – кут контакту роликів з кільцем вальниці.

Максимальний радіальний проміжок у вальниці з урахуванням зносу $\delta = k\Delta$, де $k = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує знос; Δ – початковий сумарний радіальний проміжок, який складається з проміжку у вальниці та проміжку посадки дисків генератора хвиль.

Кут можливого початку входу зубців у ненавантаженому зачепленні визначається з умови $W = r_{ab} - r_{aq}$.

Колова сила в зачепленні $F_t = \frac{M_2}{r}$, де M_2 – обертальний момент на тихохідному валу хвильової передачі; r – радіус серединної поверхні гнучкого колеса. Радіальна сила в зачепленні $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$. Кут j входу зубців у зачеплення при навантаженні визначається за умовою рівності координат вершин зубців гнучкого та жорсткого коліс, для чого радіальне переміщення W_H визначається за наближеною формулою $W_H = r_{ab} - r_{aq} + \delta$.

Деформації гнучкого колеса з урахуванням прикладеного навантаження

$$\begin{aligned} w &= W - \delta - \delta_{ko} \cos \varphi, \\ v &= V + \delta\varphi + \delta_{ko} \sin \varphi + V_p, \\ \theta &= \Theta + \frac{\delta\varphi + V_p}{r}, \end{aligned} \quad (3.13)$$

де $V_p = \frac{0,375 M_2}{EbS_1} \left[\varphi + 2 \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - 2 \right]$ – окружне переміщення від розтягнення;

b – ширина зубчастого вінця;

S_1 – товщина гнучкого колеса, виміряна по впадині зубців.

Враховуючи прикладене навантаження, формулу (3.4), з урахуванням значень з формул (3.13), приводиться до вигляду:

$$V_{aq} = \left[V_H + (r_{aq} - r)\theta_H - (r_{aq} + W_H)\varphi_b \right] + \left[\delta \left(\frac{r_{aq}}{r} \varphi + \varphi_b \right) + \delta_{ko} (\sin \varphi + \varphi_b \cos \varphi) + \frac{r_{aq}}{r} V_p \right].$$

Проміжки з торців гнучкого колеса: переднього J_{vw_1} і заднього J_{vw_2}

$$J_{vw_1} = -\frac{b}{2l_1} (V \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}), \quad J_{vw_2} = \frac{b}{2l_1} (V \cos \alpha_{cp} + W \sin \alpha_{cp}), \quad (3.14)$$

де l_1 – відстань розрахункового перерізу до кінця оболонки;

b – ширина зубчастого вінця;

α_{cp} – середній кут профілю зубців.

Приріст проміжків з переднього і заднього торців від закручування гнучкого колеса

$$J_{k_1} = \frac{M_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S_1}, \quad J_{k_2} = -\frac{M_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot S_1}, \quad (3.15)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду;

S_1 – товщина зубчастого вінця.

Проміжки у переднього і заднього торців зубчастого вінця J_{aq_1} , J_{aq_2} гнучкого колеса викликані перекосом зубців і закручуванням гнучкого колеса при вході зубців у зачеплення

$$J_{aq_1} = J_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \quad J_{aq_2} = J_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}, \quad (3.16)$$

і виході із зачеплення

$$J'_{aq_1} = J'_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}, \quad J'_{aq_2} = J'_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}. \quad (3.17)$$

Наведено результати розрахунку інтерференції зубців хвильових передач повороту пересувного міксеру МП-600АС і рудорозмельного млина МГР 5500×7500 відповідно до Рисунка 3.1:

- нормальний початковий контур зубців за ГОСТом 13755-81;
- модуль зубців m міксеру 1,5 мм, млина 2 мм;
- кут профілю в точці зуба на ділільному колі $a_0 = 20^\circ$;
- кількість зубців коліс і довбача:

для міксеру $Z_q = 760$, $Z_b = 762$, $Z_0 = 50$;

для млина $Z_q = 550$, $Z_b = 552$, $Z_0 = 50$;

– діаметри ділильних кіл коліс міксеру $d_q = 1140$ мм, $d_b = 1143$ мм,

млина $d_q = 1100$ мм, $d_b = 1104$ мм;

– діаметри кіл вершин зубців міксеру $d_{aq} = 1156,985$ мм, $d_{ab} = 1154,775$ мм,

млина $d_{aq} = 1119,36$ мм, $d_{ab} = 1116,96$ мм;

– діаметри кіл западин зубців міксеру $d_{fq} = 1150,95$ мм, $d_{fb} = 1160,81$ мм,

млина $d_{fq} = 1150,95$ мм, $d_{fb} = 1160,81$ мм;

– коефіцієнти зсуву початкового контуру зубців міксеру $x_q = +4,9$ мм,

$x_b = +4,95$ мм, $x_0 = +0,8368$ мм, млина $x_q = +4,113$ мм, $x_b = +4,14$ мм,

$x_0 = +0,583$ мм;

– висота зубців міксеру $h_q = h_b = 3,018$ мм, млина $h_q = h_b = 3,955$ мм;

– ширина зубчастих вінців для міксеру і млина $b = 100$ мм;

– довжина оболонки гнучкого колеса l міксеру 415 мм, млина 340 мм;

– радіус серединної поверхні оболонки r гнучкого колеса міксеру 568 мм, млина 549 мм;

– ексцентриситет установки дисків міксеру і млина $\varepsilon = 8$ мм;

– розмір деформування W_0 міксеру $1,7$ мм, млина $2,255$ мм.

Крайні межі зміни кута повороту генератора хвиль φ збігаються з початком заходу у западини жорсткого колеса і виходу з них зубців гнучкого колеса. Як впливає з отриманих результатів, у хвильових передачах приводів повороту пересувного міксеру МП–600АС і рудорозмельного млина МГР5500×7500, у довкіллі великої осі генератора хвиль, при відсутності навантаження $M_2=0$, бічні проміжки набувають від’ємних значень, спостерігається інтерференція зубців.

Виконаємо аналіз отриманих результатів розрахунку додатних і від’ємних бічних проміжків у зубчастому зачепленні хвильових передач приводів повороту пересувного міксеру МП–600АС і рудорозмельного млина

МГР5500×7500, представлених на рисунках 3.1 – 3.4.

При відсутності навантаження у хвильовій передачі приводу повороту міксера МП-600АС ($M_2 = 0$), бічні проміжки поблизу вершин зубців гнучкого колеса j_{aq} стають від'ємними відповідно до рисунка 3.1а, коли кут повороту генератора хвиль φ переходить у наступний інтервал $[-5^\circ < \varphi < 10^\circ]$.

Інтерференція у вершин зубців гнучкого колеса приймає максимальне значення, при $\varphi = -5^\circ$, $(j_{aq_{max}} = -0,065 \text{ мм})_{M_2=0}$. Бічні проміжки у вершин зубців жорсткого колеса j_{ab} з від'ємним знаком, коли кут φ у межах $[-10^\circ \leq \varphi \leq 5^\circ]$. Інтерференція у вершин зубців жорсткого колеса набуває максимального значення, коли кут φ лежить у межах $[-5^\circ \leq \varphi \leq 0^\circ]$, $(j_{ab_{max}} = -0,03 \text{ мм})_{M_2=0}$.

У хвильовій передачі приводу рудорозмельного млина МГР5500×7500, при відсутності навантаження $M_2 = 0$, бічні проміжки у вершин зубців гнучкого колеса j_{aq} набувають від'ємних значень в межах зміни кута повороту генератора хвиль $[-15^\circ \leq \varphi \leq 0^\circ]$ відповідно до Рисунка 3.3а. Для жорсткого колеса від'ємних значень бічні проміжки у вершин зубців j_{ab} набувають в межах зміни кута $[-10^\circ \leq \varphi \leq 5^\circ]$. Максимальну величину інтерференція зубців у вершин гнучкого і жорсткого коліс приймає при значенні кута $\varphi = -5^\circ$, тобто $(j_{aq_{max}} = -0,153 \text{ мм})_{M_2=0}$, $(j_{ab_{max}} = -0,09 \text{ мм})_{M_2=0}$.

При передачі крутильних моментів від'ємні проміжки у вершин зубців гнучкого і жорсткого коліс зміщуються в бік входу зубців у зачеплення. При максимальному навантаженні хвильових передач приводів пересувного міксера МП – 600 АС і рудорозмельного млина МГР 5500×7500, $M_{2_{max}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, бічні проміжки у вершин зубців гнучкого і жорсткого коліс j_{aq} j_{ab} мають від'ємні значення в інтервалі входу зубців у зачеплення, в межах зміни кута $[-5^\circ \dots 5^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$. Максимальні значення інтерференції спостерігаються по вершинах зубців гнучкого і жорсткого коліс на вході в зачеплення, при величині кута $\varphi = 60^\circ$:

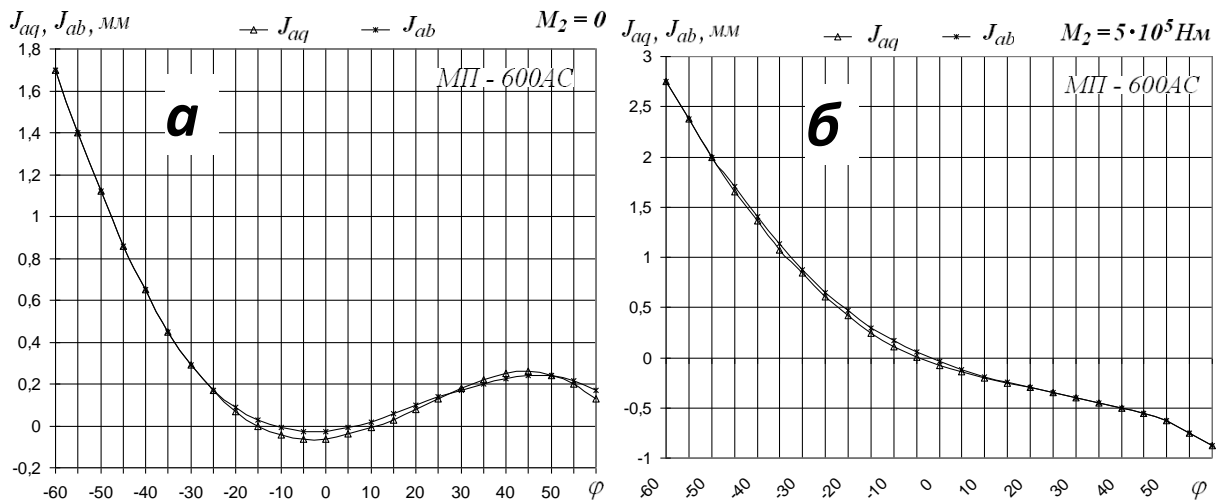
для міксера відповідно до рисунка 3.1б

$$(j_{aq_{\max}} = -0,875 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}, \quad (j_{ab_{\max}} = -0,875 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}};$$

для млина відповідно до рисунка 3.3б

$$(j_{aq_{\max}} = -0,825 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}, \quad (j_{ab_{\max}} = -0,825 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}.$$

При максимальному навантаженні $M_{2_{\max}} = 5 \cdot 10^5$ Н·м хвильової передачі повороту міксеру МП – 600 АС, бічні проміжки у переднього торця зубчастого вінця гнучкого колеса j_{aq1} набувають від'ємних значень в межах границь кута повороту генератора хвиль $[-5^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$. Бічні проміжки у заднього торця зубчастого вінця гнучкого колеса j_{aq2} від'ємні в інтервалі $[0^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$ відповідно до рисунка 3.2а. При максимальному обертальному моменті $M_{2_{\max}} = 5 \cdot 10^5$ Н·м хвильової передачі приводу млина МГР5500×7500 відповідно до рисунка 3.4а бічні проміжки з торців зубчастого вінця гнучкого колеса j_{aq1} , j_{aq2} від'ємні в інтервалі $0^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ$.



Рисунк 3.1 Проміжки у вершини зубців гнучкого і жорсткого коліс j_{aq} , j_{ab} , мм приводу міксеру: а) $M_2 = 0$; б) $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м

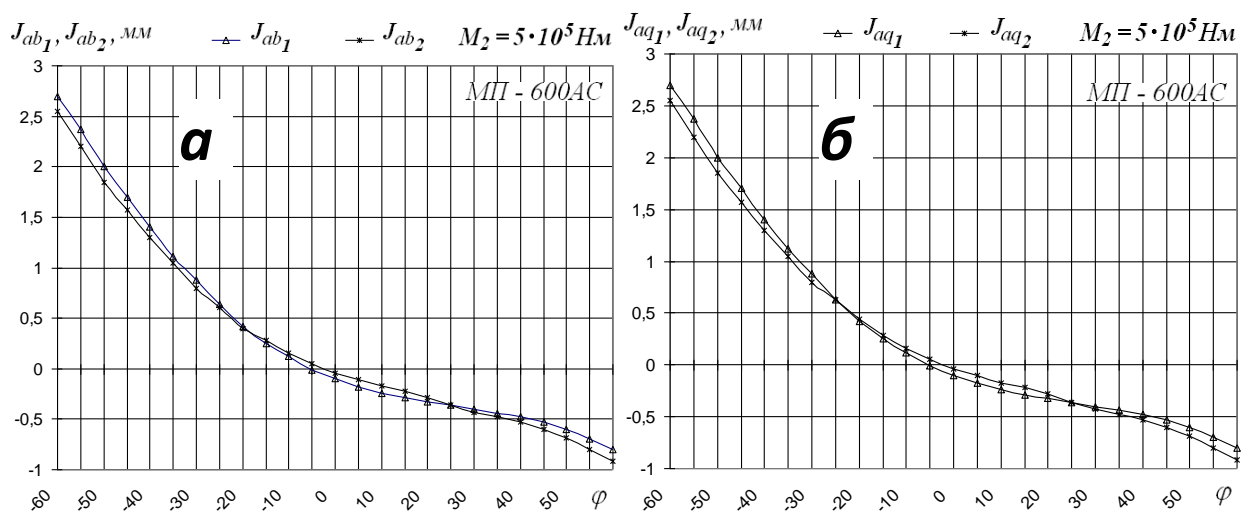


Рисунок 3.2 Проміжки у переднього і заднього торців зубчастого вінця:
гнучкого j_{aq1}, j_{aq2} і жорсткого j_{ab1}, j_{ab2} коліс приводу міксера

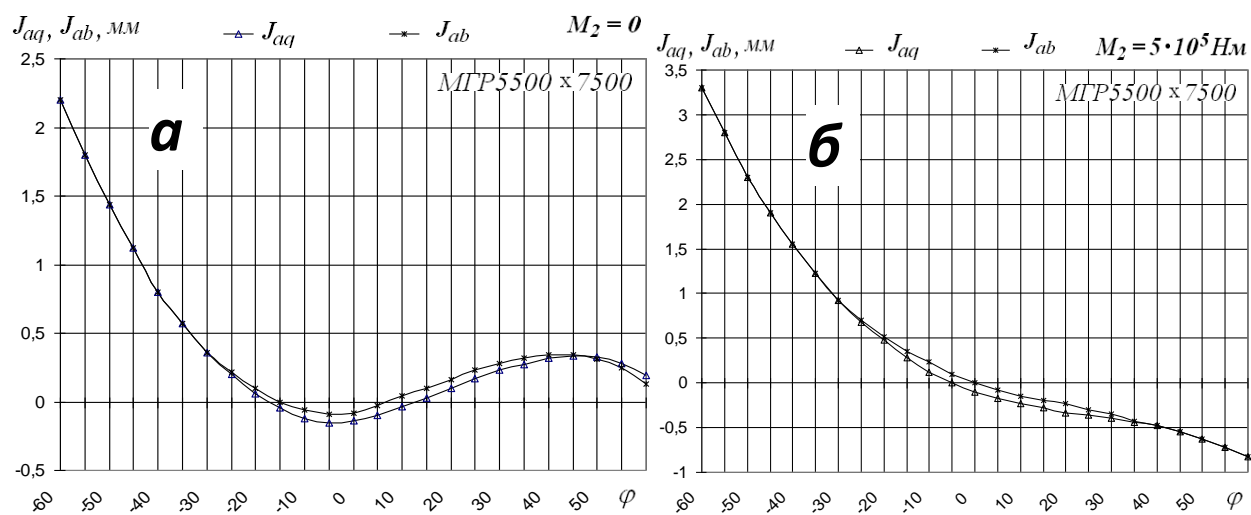


Рисунок 3.3 Проміжки у вершини зубців гнучкого і жорсткого коліс j_{aq}, j_{ab}
приводу млина: а) $M_2 = 0$; б) $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Н·м}$

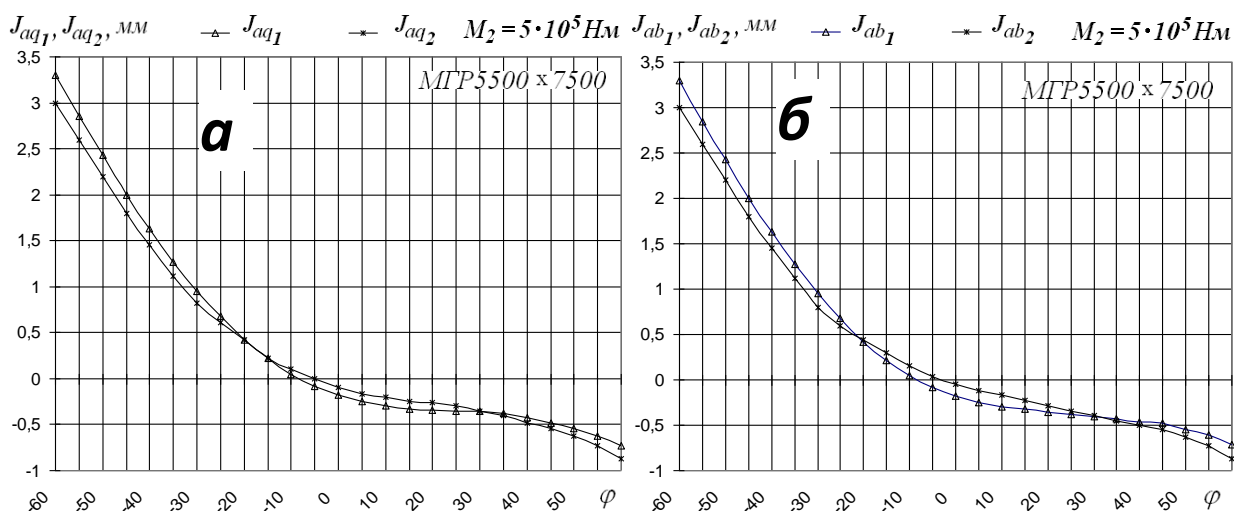


Рисунок 3.4 Проміжки у переднього і заднього торців зубчастого вінця:

а) гнучкого j_{aq1}, j_{aq2} ; б) жорсткого j_{ab1}, j_{ab2} колеса приводу рудорозмельного млина

При максимальному навантаженні хвильової передачі $M_{2_{max}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, інтерференція зубців з переднього і заднього торців зубчастого вінця гнучкого колеса має максимум на вході в зачеплення, $\varphi = 60^\circ$:

для міксера відповідно до рисунка 3.2а

$$\left(j_{aq1 \max} = -0,8 \text{ мм} \right)_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}, \quad \left(j_{aq2 \max} = -0,92 \text{ мм} \right)_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}};$$

для млина відповідно до рисунка 3.4а

$$\left(j_{aq1 \max} = -0,73 \text{ мм} \right)_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}, \quad \left(j_{aq2 \max} = -0,87 \text{ мм} \right)_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}}.$$

У високо навантаженій хвильовій передачі приводу міксера МП – 600АС, $M_{2_{max}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, бічні проміжки у переднього торця зубчастого вінця жорсткого колеса j_{ab1} набувають від'ємних значень в межах границь кута повороту генератора хвиль $[-5^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$ згідно з рисунком 3.2б. Бічні проміжки у заднього торця зубчастого вінця жорсткого колеса j_{ab2} від'ємні в інтервалі $[0^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$ відповідно до Рисунка 3.4б. При максимальному навантаженні хвильової передачі $M_{2_{max}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, приводу рудорозмельного млина МГР 5500×7500, бічні проміжки у переднього і заднього торців

зубчастого вінця жорсткого колеса j_{ab_1} , j_{ab_2} набувають від'ємних значень в інтервалі $[-5^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ]$.

У максимально навантаженій хвильовій передачі $M_{2_{max}} = 5 \cdot 10^5$ Н·м, інтерференція зубців у переднього і заднього торців зубчастого вінця жорсткого колеса приймає максимальні значення на вході в зачеплення, $\varphi = 60^\circ$:

для міксера у відповідності з рисунком 3.2б

$$(j_{ab_1 \max} = -0,8 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}}, \quad (j_{ab_2 \max} = -0,92 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}};$$

для млина відповідно до рисунка 3.4б

$$(j_{ab_1 \max} = -0,72 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}}, \quad (j_{ab_2 \max} = -0,88 \text{ мм})_{M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}}.$$

Отримані значення від'ємних проміжків у зубчастому зачепленні не дозволяють здійснювати передачу заданих обертальних моментів.

Експериментально встановлено, на торцях зубчастих коліс у великих хвильових передачах спостерігаються сліди зносу зубців підвищеної інтенсивності. Це обумовлено конусоподібною деформацією гнучкого колеса під навантаженням, а також перекосом зубців по довжині відносно зубців жорсткого колеса. Для усунення інтерференції зубців під навантаженням, необхідні технічні рішення, що дозволяють виключити від'ємні проміжки в зубчастому зачепленні.

Виконані дослідження дозволили визначити область і величину інтерференції зубців у хвильовій передачі в залежності від розмірів зубців, характеристики зачеплення, конструктивних параметрів дискового генератора хвиль, фази зачеплення, крутильного моменту на тихохідному валу редуктора. Встановлено, що під навантаженням, максимальних значень інтерференція набуває на вершинах зубців, в довкіллі торців зубчастого вінця, на вході і виході зубців із зачеплення. Наведене рішення питання про інтерференцію зубців у хвильовій передачі, дозволяє встановити критичну величину їх інтерференції (від'ємного проміжку між зубцями), при якій

настає проскакування зубців, що спостерігається тільки в великих хвильових передачах. Початком проскакування зубців служить умова, при якій абсолютна величина від'ємного проміжку між вершинами зубців на вході в зачеплення $|\Delta^-|$ перевищує сумарну товщину зуба гнучкого S_a^G і жорсткого коліс S_a^K по хордах їх вершин, $|\Delta^-| > (S_a^G + S_a^K)$.

Отримані результати дозволяють визначити межі існування інтерференції хвильового зубчастого зачеплення, в залежності від основних геометричних, конструктивних і силових параметрів великих хвильових передач, на стадії виконання проектно-конструкторських робіт.

3.2 Дослідження кінематичних параметрів в зачепленні ВГХЗП

Кінематичні процеси в деформованому зубчастому зачепленні істотно впливають на рівень енергетичних втрат, який перевищує подібні втрати для жорстких зубчастих коліс. Контакт зубців у хвильовій передачі здійснюється на протяжних ділянках зубчастих коліс. На відміну від зубчастого зачеплення з жорсткими зубчастими колесами, в хвильовій передачі спостерігається розклинювальний ефект зубців. У напрямку відносно полюсів зубчастого зачеплення хвильової передачі, які збігаються з великою віссю генератора хвиль – до периферії, спостерігається наростаючий вплив розклинювального ефекту зубців, що збільшує відносні швидкості в зубчастому зачепленні. Це призводить до підвищення енергетичних втрат і зносу зубців, зниження навантажувальної здатності хвильової передачі за критерієм заклинювання зубців. Монотонно виражена неоднорідність кінематичних параметрів зубчастого зачеплення хвильової передачі дозволяє встановити його найбільш переважні області в залежності від функціонального призначення, величини переданої потужності та крутильного моменту, ресурсу роботи, інших факторів.

Кінематика зубчастого зачеплення хвильової передачі пов'язана з

типорозмірами генератора хвиль, що формує робочий контур гнучкого зубчастого вінця, з геометрією зубців, передатним відношенням, іншими параметрами.

Розглянемо обернений рух зубчастих коліс хвильової передачі, надавши їй обертання з кутовою швидкістю $-\omega_2$, рівною і протилежно спрямованою кутовій швидкості гнучкого колеса. Кутова швидкість гнучкого колеса дорівнюватиме нулю, а жорстке колесо буде обертатися з кутовою швидкістю ω_2 . Співвідношення кутових швидкостей гнучкого і жорсткого коліс не змінюється.

Приймаємо припущення про не розтяжність нейтральної поверхні гнучкого колеса, тобто сума приросту її довжини дорівнює нулю $W \cdot d\theta + dV = 0$, де θ – кутова координата деякої точки на серединній поверхні до деформації, відрахована від великої осі генератора хвиль. Радіальні переміщення гнучкого колеса розглядаються в інтервалі $0^\circ < \theta < 180^\circ$. Деформації другої половини гнучкого колеса аналогічні. Вважаємо, що радіальні переміщення гнучкого колеса не змінюються в осьовому напрямку. Інтервал зміни кута θ можна розділити на три характерні ділянки, для яких визначені радіальні переміщення [140]

$$W = \begin{cases} \Delta - e(1 - \cos \theta), & 0 < \theta < \theta^* \\ \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta^* (\sin \theta^* - \sin \theta), & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \Delta - \varepsilon(1 + \cos \theta), & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.18)$$

Окружні переміщення гнучкого колеса V визначаються з урахуванням умови не розтяжності нейтрального шару

$$V = -\int \omega d\theta = \begin{cases} -[(\Delta - \varepsilon)\theta + \varepsilon \sin \theta], & 0 < \theta < \theta^* \\ -[\varepsilon \operatorname{tg} \theta^* (\sin \theta^* - \sin \theta)], & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ -[(\Delta - \varepsilon)\theta - \varepsilon \sin \theta] & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.19)$$

Рівняння (3.19) справедливі за умови нерозривності гнучкого колеса в межах зміни кута θ , $0 < \theta < \pi$. За прийнятою геометричній схемою гнучке колесо при деформації залишається симетричним відносно двох

ортогональних осей – великої і малої. З умови симетрії гнучкого колеса впливає відсутність окружних деформацій, при кутах: $\theta = \pm \frac{\pi}{2}n$, ($n = 0, 1, 2, \dots$ – послідовний ряд цілих чисел).

Окружному переміщенню довільної точки M , яка визначається кутом θ , відповідає така ж за величиною і протилежно спрямована деформація – $\Delta\theta$ точки M' з кутом $(\pi - \theta)$. Це призводить до того, що лінійна частина окружних деформацій $V(\theta)$ симетричних точок гнучкого колеса взаємно компенсуються

$$V(\theta) = \begin{cases} (\Delta - \varepsilon)\theta, & 0 < \theta < \theta^* \\ (\Delta - \varepsilon)\theta', & 0 > \theta' > \theta^* \\ (\varepsilon \sin \theta^* \operatorname{tg} \theta^*)\theta, & -\theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ (\varepsilon \sin \theta^* \operatorname{tg} \theta^*)\theta', & -\theta^* > \theta' > \theta^* - \pi \\ (\Delta - \varepsilon)\theta, & \pi - \theta^* < \theta < \pi \\ (\Delta - \varepsilon)\theta', & \theta^* - \pi > \theta' > -\pi. \end{cases}$$

Кути θ і θ' рівні за величиною і відраховуються від різних кінців великої осі генератора хвиль в протилежних напрямках. Тому для половини гнучкого колеса з кутом $0 < \theta < \pi$ справедлива тотожність

$$V(\theta) + V(\theta') \equiv 0. \quad (3.20)$$

Окружні переміщення гнучкого колеса V за формулою (3.19) з урахуванням тотожності (3.20) приймають значення

$$V = \begin{cases} -\varepsilon \sin \theta, & 0 < \theta < \theta^* \\ -\varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \cos \theta, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \varepsilon \sin \theta, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.21)$$

Радіальні і окружні переміщення гнучкого колеса в точках зміни виду кривої, яка відповідає його профілю, для кутів $\theta = 0, \theta^*, \theta - \theta^*$, а також для кута $\theta = \frac{\pi}{2}$, збіжного з меншою віссю генератора хвиль. Як приклад розглянемо переміщення гнучкого колеса хвильової передачі приводу

міксеру з параметрами (лінійні розміри, мм) наведені в таблиці 3.1:

$$m=1,5; Z_g=760; Z_b=762; Z_o=50; d_{fg}=1150,95; d_{ag}=1156,985; d_{fb}=1160,81; \\ d_{ab}=1154,775; b=100; S_1=14; \varepsilon=6,7; W_e=1,7; X_g=4,9; X_b=4,95; X_o=0,8368;$$

приводу заміни футерування рудорозмельного млина:

$$m=2; Z_g=550; Z_b=552; Z_o=50; d_{fg}=1111,45; d_{ag}=1119,36; d_{fb}=1124,87; \\ d_{ab}=1116,96; b=100; W_e=2,255; \varepsilon=8; X_g=4,113; X_b=4,14; X_o=0,583.$$

Таблиця 3.1 Радіальні та окружні переміщення гнучкого колеса

Кут θ , град.		Радіальні переміщення W , мм		Окружні переміщення V , мм	
I	II	I	II	I	II
0	0	1,7	2,255	0	0
41,73	44,10	0	0	-4,46	-5,567
90	90	-2	-2,357	0	0
138,27	135,90	0	0	4,46	5,567
180	180	1.7	2.255	0	0

При максимальних і мінімальних радіальних переміщеннях W гнучкого колеса, окружні переміщення відсутні, тобто $V = 0$. При відсутності радіальних переміщень, гнучке колесо має мінімальні або максимальні окружні переміщення. Отримані вирази радіальних і окружних переміщень гнучкого колеса не пов'язані з обертанням генератора хвиль. Для визначення швидкостей точок гнучкого колеса, кут θ зв'яжемо з кутом повороту генератора хвиль ωt і замінимо кут θ у виразах (3.18) і (3.19) переміщень гнучкого колеса з кутом $\varphi = \theta - \omega t$. Після диференціювання отриманих виразів визначаються складові швидкостей точок гнучкого колеса в радіальному \dot{W} і окружному \dot{V} напрямках

$$\dot{W} = \omega_1 e \begin{cases} \sin(\theta - \omega_1 t), & 0 < (\theta - \omega_1 t) < \theta^* \\ \text{tg } \theta^* \cos(\theta - \omega_1 t), & \theta^* < (\theta - \omega_1 t) < \pi - \theta^* \\ \sin(\theta - \omega_1 t), & \pi - \theta^* < (\theta - \omega_1 t) < \pi \end{cases} \quad (3.22)$$

$$\dot{V} = \omega_1 \begin{cases} \Delta - \varepsilon [1 - \cos(\theta - \omega_1 t)], & 0 < (\theta - \omega_1 t) < \theta^* \\ \varepsilon \text{tg } \theta^* [\sin \theta^* - \sin(\theta - \omega_1 t)], & \theta^* < (\theta - \omega_1 t) < \pi - \theta^* \\ \varepsilon [1 + \cos(\theta - \omega_1 t)] - \Delta, & \pi - \theta^* < (\theta - \omega_1 t) < \pi \end{cases} \quad (3.23)$$

Встановимо характерні точки гнучкого колеса, для яких радіальна та колова складові швидкості мають граничні значення (Таблиця 3.2). В граничних точках кут $\varphi = \theta - \omega_1 t$ набуває значення: 0 ; θ^* ; $\pi/2$; $\pi - \theta^*$; π .

Таблиця 3.2 Кінематичні характеристики граничних точок гнучкого колеса

Кут φ , град	Швидкість гнучкого колеса, мм/с	
	W — радіальний	V — окружний
0	0	$1,7\omega_{l1}$
41,73	$4,46\omega_l$	0
90	0	$-2\omega_l$
138,27	$-4,46\omega_l$	0
180	0	$1,17\omega_l$

Кут повороту нормалі нейтрального шару θ_n в окружному напрямку

$$\theta_n = \frac{1}{\alpha_1} \left(V - \frac{\partial W}{\partial \theta} \right) = -\frac{\theta}{a_1} \cdot \begin{cases} \Delta - \varepsilon, & 0 < \theta < \theta^* \\ \varepsilon \sin \theta^* \text{tg } \theta^*, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \Delta - \varepsilon, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.24)$$

Кутова швидкість θ_l повороту нормалі нейтрального шару гнучкого колеса

$$\omega_\theta = -\frac{\dot{\theta}}{a_1} \begin{cases} \Delta - \varepsilon, & 0 < \theta < \theta^* \\ \varepsilon \text{tg } \theta^* \sin \theta^*, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \Delta - \varepsilon, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.25)$$

Колова швидкість гнучкого колеса V_θ викликана поворотом нормалі

$$V_{\theta} = -\frac{h_1 \dot{\theta}}{2a_1} \begin{cases} \Delta - e, & 0 < \theta < \theta^* \\ e \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta^*, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \Delta - e, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \quad (3.26)$$

Колова швидкість V_{tp} викликана розтягненням гнучкого колеса

$$V_{tp} = -\omega_1 \frac{0,375M_2}{Eb_1h} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2}\right) \quad (3.27)$$

Сумарна колова швидкість $V_{t\Sigma}$ точок гнучкого колеса

$$V_{t\Sigma} = -\omega_1 \left[\frac{0,375 \cdot M_2}{Eb_1h} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2}\right) + \begin{cases} \left(\Delta - \varepsilon \right) \cdot \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) + \varepsilon \cos \theta, & 0 < \theta < \theta^* \\ \varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta^* \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) - \varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \left(\Delta - \varepsilon \right) \cdot \left(1 + \frac{h_1}{2d_1} \right) - \varepsilon \cos \theta, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \right] \quad (3.28)$$

Радіальна швидкість гнучкого колеса \dot{W} від дії генератора хвиль

$$\dot{W} = -\omega_1 \varepsilon \begin{cases} \sin \theta, & 0 < \theta < \theta^* \\ \operatorname{tg} \theta^* \cos \theta, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \sin \theta, & \pi - \theta^* < \theta < \pi \end{cases} \quad (3.29)$$

Колова швидкість точок гнучкого колеса V_{tr} викликана розклинювальним ефектом зубів

$$V_{tr} = -\dot{W} \operatorname{tg} \alpha_y = \omega_1 \left[r_y \frac{r_b - r_g}{r_g} + \frac{0,375}{Eb_1h} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2}\right) + \begin{cases} \left(\Delta - \varepsilon \right) \cdot \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) + \varepsilon \cos \theta, & 0 < \theta < \theta^* \\ \varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta^* \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) - \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta, & \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \left(\Delta - \varepsilon \right) \cdot \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) - \varepsilon \cos \theta, & \pi - \theta^* < \theta < \pi. \end{cases} \right] \quad (3.30)$$

Повна колова швидкість точок гнучкого колеса V_{tg} визначається з урахуванням виразів (3.28) і (3.30)

$$V_{tg} = V_{t\Sigma} + V_{tr}. \quad (3.31)$$

Швидкість ковзання зубців V_s збільшується в міру віддалення від великої осі генератора хвиль відповідно до рисунка 3.5, $V_s = \frac{\dot{W}}{\cos \alpha_y}$.

Повна колова швидкість гнучкого колеса V_{tg} редукторів: міксера при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,021 \text{ м/с}$, і при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,12 \text{ м/с}$; млина при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,16 \text{ м/с}$.

Швидкість ковзання зубців V_s змінюється від нуля в області великої осі генератора хвиль до максимуму на вході зубців у зачеплення відносно великої осі генератора хвиль, що визначається кутом γ . При відсутності навантаження ($M_2 = 0$) для редукторів: міксера $\gamma = 41,7^\circ$ і млина $\gamma = 44,1^\circ$.

Максимальна швидкість ковзання для редуктора повороту пересувного міксера: $V_{Smax} = 0,373 \text{ м/с}$, при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$; $V_{Smax} = 0,066 \text{ м/с}$ при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$. Для приводу млина $V_{Smax} = 0,466 \text{ м/с}$, при $\omega = 78,54 \text{ c}^{-1}$. Швидкість ковзання зубів пропорційна модулю зубців і куту φ , між великою віссю генератора і контактом розглянутих зубців.

На підставі кінематичного аналізу роботи зубчастого зачеплення встановлені залежності швидкостей від параметрів хвильової передачі і розмірів деформації гнучкого колеса, для різних фаз зачеплення зубців. Виконано кінематичний аналіз зубчастого зачеплення хвильової передачі з дисковим генератором хвиль, в результаті якого встановлено відносний рух зубців, що чинить безпосередній вплив на енергетичні втрати в зубчастому зачепленні. Отримано чисельні результати позиціонування зубців і кінематичних характеристик зубчастого зачеплення великих хвильових передач.

Швидкість ковзання зубців, при постійній частоті обертання генератора

хвиль $\omega_1 = const$, пропорційна модулю зубців і величині кута φ , відрахованого від великої осі генератора хвиль до початку входу зубців у зачеплення. Для зниження енергетичних втрат і ймовірності заклинювання зубців великих хвильових передач, кут φ слід приймати на 20...25% менше центрального кута γ . Для хвильових редукторів, що передають крутільний момент до 10^6 Н·м, модуль зубців слід приймати в межах $2\text{мм} \leq m \leq 3,5\text{мм}$. Зниження модуля зубців призводить до їх інтерференції і проскакування зубців у зачепленні при підвищених крутільних моментах.

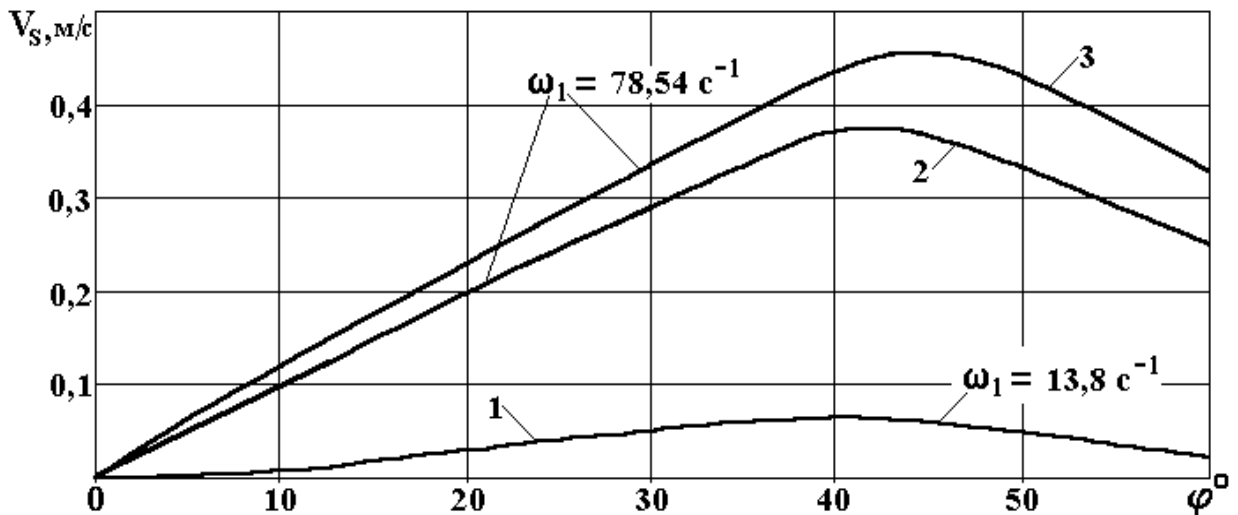


Рисунок 3.5 Швидкості ковзання зубців у хвильових передачах:

1, 2 – міксера пересувного МП – 600АС, 3 – рудорозмельного млина МГР
5500×7500

Результати кінематичних досліджень дозволяють встановлювати бажані області поля зачеплення, мінімізувати швидкості ковзання зубців, знижувати їх знос і енергетичні втрати в зачепленні.

3.3 Явище інтерференції в зубчастому зачепленні ВГХЗП

Обмежена жорсткість консольно встановленого гнучкого колеса викликає позиційні відхилення зубців, які зростають зі збільшенням навантаження. При великих обертальних моментах величина відхилень може

перевищувати проміжки в зачепленні, викликаючи інтерференцію зубців. В роботі розглядаються нові рішення по вдосконаленню конструкції великих хвильових передач, що засновані на результатах виконаних досліджень, лабораторних випробувань, аналізі дослідних даних промислової експлуатації.

На вході зубців у зачеплення на задньому торці зубчастого вінця проміжки мають мінімальні значення. У зоні великої осі генератора хвиль від'ємні проміжки з переднього торця зубчастого вінця гнучкого колеса. У великих хвильових зубчастих передачах проміжки на передньому торці зубчастого вінця гнучкого колеса в зоні великої осі генератора хвиль стають від'ємними, що свідчить про натяг (інтерференцію) у зачепленні. Зазвичай невеликий натяг компенсується додатними допусками на бічні проміжки. На початку входу в зачеплення зубці працюють задньою стороною, а в зоні великої осі передньою стороною. Проміжки зменшуються від межі входу в зачеплення до великої осі генератора хвиль. З позиції усунення негативного впливу перекосів зубців, доцільно поширювати зону зачеплення в межах до $20...30^\circ$ в кожную сторону від великої осі генератора хвиль. Зі збільшенням передатного відношення розширюється протяжність поля зачеплення, що сприяє інтенсифікації контакту зубців, падінню ККД і підвищенню температурного режиму роботи хвильової передачі.

Відносне положення зубців у навантаженій передачі змінюється від закручування гнучкого колеса, зміни форми деформування гнучкого колеса, розтягнення гнучкого колеса, прогину зубців, деформування жорсткого колеса. Позиційні відхилення зубців гнучкого колеса можуть перевищити допустимі значення бічних проміжків у зачепленні і викликати інтерференцію зубців. Консольне закріплення гнучкого колеса під дією генератора хвиль і великого за величиною крутильного моменту, підсилює складні деформації гнучкого колеса, викликаючи значні відхилення зубців від їх теоретично певного положення. Критичні величини відхилень зубців

гнучкого колеса спостерігаються в найбільш небезпечному місці - на вході і виході їх із зачеплення. Тут інтерференційні явища в хвильовому зачепленні набувають максимальних значень і викликають падіння к. к. д., заклинювання або проскакування зубців при критичних величинах крутильних моментів. Відомі спроби усунення інтерференції зубців шляхом їх модифікації, застосуванням зачеплення з широкою западиною [44, 45]. Відомі технічні рішення відносяться до інтерференції зубців невеликих хвильових передач, з крутильними моментами на вихідному валу до 5 кН·м.

При збільшенні обертальних моментів зростають деформації гнучкого колеса та відхилення зубців, підвищується рівень їх інтерференції, викликаючи різке падіння к. к. д., часткове або повне заклинювання зубчастого зачеплення, проскакування зубців. Це спостерігається тільки в важко навантажених хвильових передачах, де негативний вплив масштабного фактора набуває критичних значень. Модифікація зубців, яка використовується в невеликих найбільш вивчених хвильових передачах, не усуває проскакування зубців. Крім того, застосування нестандартного різального інструменту для нарізання модифікованих зубців, ускладнює технологічний процес, знижує точність виготовлення, підвищує фінансові витрати, що в умовах важкого машинобудування, з одиничним і дрібносерійним виробництвом, знижує конкурентні властивості продукції.

Використання відомих технічних рішень щодо запобігання інтерференції зубців у невеликих хвильових передачах неефективно для великих хвильових передач, тому що у відомих рішеннях необґрунтовано спрощені початкові умови та не враховується вплив масштабного фактора на характер деформованого зубчастого зачеплення. Відсутність геометричної подібності у великих і порівняно невеликих хвильових передачах, підсилює негативний вплив масштабного фактора на інтерференцію зубців у високо навантажених хвильових передачах. У навантажених великих хвильових передачах відхилення зубців гнучкого колеса від заданих положень

багаторазово збільшуються, а розміри зубців і проміжків у великих і невеликих хвильових передачах відрізняються не пропорційно мало. Тому застосовувані методи модифікації геометрії зубчастого зачеплення не дають позитивних результатів для великих хвильових передач. При наявності масштабного фактора неможливо усунення інтерференції зубців у великих хвильових передачах відомими методами, застосовуваними для невеликих хвильових передач.

Виконані дослідження виявили причини інтерференції зубців, що перешкоджає нормалізації функціонування високо навантажених хвильових передач. Зростання навантаження сприяє розвитку інтерференції зубців і перешкоджає її усуненню існуючими методами.

ПрАТ «НКМЗ» розроблені конструктивні рішення, що усувають інтерференцію зубців у великих хвильових передачах при редукції великих обертальних моментів, порядку $(0,3 \dots 1,5) \cdot 10^6$ Н·м відповідно до рисунків Б.1 – Б.6. Нові конструкції великих хвильових передач передбачають спеціальну модифікацію зубців гнучкого і жорсткого коліс відповідно до рисунків Б.2 – Б.5.

Передача високих обертальних моментів супроводжується «закручуванням» гнучкого колеса, що викликає відхилення зубців від прямолінійності з подальшою інтерференцією, заклинюванням або проскакуванням зубців. Для усунення зазначених негативних явищ використовується зубчасте зачеплення двох гнучких зубчастих коліс відповідно до рисунка Б.6.

Порівняно низький ресурс роботи хвильових передач обмежує їх використання в загальному і важкому машинобудуванні. Запропоноване ПрАТ "НКМЗ" нове технічне рішення усуває примусову згинальну деформацію зубчастого вінця гнучкого колеса, що підвищує навантажувальну здатність і ресурс роботи хвильової передачі до рівня зубчастих передач з жорсткими зубчастими колесами, виключає

інтерференцію, заклинювання і проскакування зубців у зачепленні при передачі великих обертальних моментів відповідно до рисунків Б.7- Б.10.

Реалізація прогресивних науково-технічних рішень дозволяє оптимізувати геометричні, кінематичні та силові параметри нових конструкцій великих хвильових редукторів, що дає можливість уточнення максимальної ширини зубчастих вінців гнучкого і жорсткого коліс і зниження нерівномірності розподілу навантаження по їх ширині, усунування інтерференції та проскакування зубців, багаторазово підвищують носівну здатність і ресурс роботи.

Результати кінематичних і силових досліджень взаємодії дискового генератора хвиль з гнучким колесом представлені в роботах [147 – 149, 154].

Висновки до розділу 3.

1. Теоретично і експериментально встановлено: при значній ширині зубчастих вінців, близько 100...120 мм, малому модулі зубців 1,5...2 мм і великій їх кількості на кожному колесі 500...800, в умовах високих навантажень $M_2 = (0,3...1,5) \cdot 10^6$ Н·м, проміжки в зубчастому зачепленні розподіляються не рівномірно по ширині зубчастих вінців. Мінімальна різниця зубців у хвильовій передачі $\left(z_q - z_g = 2 \right)$ в поєднанні з перерахованими вище факторами, призводить до від'ємних показників проміжків у внутрішньому зачепленні, що викликає інтерференцію зубців другого роду, заклинювання та проскакування зубців у зачепленні.

2. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень, отримана узагальнена математична модель взаємодії зубців у зачепленні великої хвильової передачі, що дозволяє визначити граничні умови, які характеризують виявлення інтерференції і проскакування зубців у зачепленні.

3. З підвищенням навантаження поле від'ємних проміжків

розширюється в напрямку входу зубців у зачеплення, при цьому від'ємні проміжки збільшуються за абсолютною величиною і досягають максимальних значень на вході зубців у зачеплення.

4. В умовах ненавантаженого стану досліджуваних хвильових редукторів приводів пересувного міксерів і рудорозмельного млина ($M_2 = 0$), проміжки у вершин зубців у зачепленні гнучкого і жорсткого коліс j_{aq} , j_{ab} приймають максимальні за абсолютною величиною від'ємні значення:

- для міксерів $j_{aq_{\max}} = -0,065 \text{ мм}$, при значенні кута повороту генератора

хвиль $\varphi = -5^\circ$, $j_{ab_{\max}} = -0,03 \text{ мм}$ при куті повороту генератора хвиль φ

$= -5^\circ \dots 0^\circ$;

- для рудорозмельного млина $j_{aq_{\max}} = -0,153 \text{ мм}$, при значенні кута повороту

генератора хвиль $\varphi = -5^\circ$, $j_{ab_{\max}} = -0,09 \text{ мм}$ при куті повороту генератора хвиль $\varphi = -5^\circ$.

5. При максимальному навантаженні $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, від'ємні проміжки в зубчастому зачепленні беруть максимальні абсолютні значення з заднього торця гнучкого колеса для міксерів $j_{aq2_{\max}} = -0,92 \text{ мм}$; для рудорозмельного

млива $j_{aq2_{\max}} = -0,87 \text{ мм}$.

Максимальні за абсолютною величиною від'ємні проміжки в зубчастому зачепленні з заднього торця жорсткого колеса для міксерів

$j_{ab2_{\max}} = -0,92 \text{ мм}$;

для рудорозмельного млина $j_{ab2_{\max}} = -0,88 \text{ мм}$.

6. Виконані дослідження кінематичних процесів у зубчастому зачепленні хвильової передачі, дозволили визначити швидкості точок гнучкого колеса в радіальному \dot{w} і окружному \dot{v} напрямках. Встановити

кутову швидкість повороту нормалі до нейтрального шару гнучкого колеса в окружному напрямку ω_{θ} , колові швидкості гнучкого колеса, викликані поворотом нормалі V_{θ} , розтягненням гнучкого колеса V_{tp} , розклинювальним ефектом зубців у зачепленні V_{tr} , а також визначити повну колову швидкість точок гнучкого колеса V_{tg} і швидкість ковзання зубців у зачепленні V_S , в залежності від параметрів хвильової передачі і розмірів деформації гнучкого колеса, для різних фаз зубчастого зачеплення.

7. Повна колова швидкість гнучкого колеса V_{tg} редукторів: міксера при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,021 \text{ м/с}$, і при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,12 \text{ м/с}$; рудорозмельного млина при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,16 \text{ м/с}$.

Швидкість ковзання зубців V_S змінюється від нуля, в області великої осі генератора хвиль, до максимуму на вході зубців у зачеплення, який визначається кутом γ відносно великої осі. При відсутності навантаження, для редукторів міксера $\gamma = 41,7^\circ$ і млина $\gamma = 44,1^\circ$. Швидкість ковзання зубців при постійній частоті обертання генератора хвиль $\omega_1 = const$ пропорційна модулю зубців і куту φ між великою віссю генератора хвиль і місцем розташування контакту розглянутих зубців. Максимальна швидкість ковзання зубців $V_{S_{max}}$ хвильового редуктора повороту пересувного міксера: $V_{S_{max}} = 0,373 \text{ м/с}$, при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$; $V_{S_{max}} = 0,066 \text{ м/с}$ при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$. Для хвильового редуктора приводу рудорозмельного млина $V_{S_{max}} = 0,466 \text{ м/с}$, при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$.

8. Для підвищення навантажувальної здатності і ресурсу роботи хвильових передач стосовно важкого машинобудування слід виключити можливість проявлення інтерференції зубців, знизити енергетичні втрати, забезпечити радіальну жорсткість конструкції корпусу і генератора хвиль. Розроблені вказівки реалізовані в технічних рішеннях, заснованих на достовірних результатах теоретичних і експериментальних досліджень.

9. На основі виконаних досліджень, для підвищення навантажувальної

здатності великих хвильових передач, рекомендується:

- кут γ приймати на (10...15)% менше кута θ^* ;
- зменшити поле зубчастого зачеплення до $\gamma = 35^\circ$ в кожную сторону

від великої осі генератора хвиль.

10. Для обертальних моментів $6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq M_2 \leq 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, слід приймати модуль зубців в межах $4 \text{ мм} \geq m \geq 2 \text{ мм}$, тому що зниження модуля зубців ($m < 2 \text{ мм}$) призводить до інтерференції і проскакування зубців, а збільшення ($m > 4 \text{ мм}$) посилює вплив масштабного фактору.

11. Усунути інтерференцію зубців шляхом спеціальної модифікації зубців – усунення на зубцях гнучкого і жорсткого коліс зон інтерференції.

12. Усунути «плаваюче» встановлення генератора хвиль і закріпити його на вальничних опорах.

13. Усунути «вертіння» дисків відносно осі генератора хвиль.

14. Усунути осьові люфти генератора хвиль і гнучкого колеса.

15. Встановити між дисками і гнучким колесом проміжне кільце з антифрикційного матеріалу, наприклад з бронзи.

16. У зону зубчастого зачеплення і контакту дисків з гнучким колесом підвести примусове мастило з високими антифрикційними властивостями.

17. Результати виконаних кінематичних досліджень дозволяють встановлювати бажані області поля зачеплення, мінімізувати швидкості ковзання і знос зубців, зменшувати енергетичні втрати в зубчастому зачепленні.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВГХЗП

4.1 Методика дослідження силової взаємодії елементів передачі

Найбільш ефективним способом підвищення навантажувальної здатності машин і агрегатів є застосування багатопотокових конструктивних схем, в т. ч. з гнучкими ланками, пружні деформації яких спрощують техніку диференціювання силових потоків. Багаторазово знижуються навантаження на зубці, мінімізуються габарити та металомісткість механічного приводу. Існуючі хвильові передачі мають порівняно низьку навантажувальну здатність – переважно передають обертальні моменти M_2 до 5 кН·м.

При створенні і дослідженні великих хвильових передач на ПрАТ «НКМЗ» негативний вплив масштабного фактора викликав істотні зміни співвідношень геометричних і силових параметрів хвильової передачі з деформаціями гнучкого колеса. Виявилися нові властивості великих хвильових передач, пов'язані з деформацією гнучкого колеса, не характерні для невеликих хвильових передач, що серійно випускаються: осьові сили, підвищені енергетичні втрати, інтерференція, заклинювання і проскакування зубців у зачепленні. У відомих роботах Цейтліна [186], Шувалова [199], Гінзбурга [28], Ковальова [72], Волкова [12], Іванова [45], ін. авторів, ці питання не знайшли належного вирішення.

Одним з негативних проявів масштабного фактора служить інтерференція зубців, що представляє найбільш значущі аспекти теорії зубчастих зачеплень, яка визначає геометричні умови існування зубчастої пари. При модулі зубців 1,5÷2 мм, крутильних моментах в сотні кН·м, пружні деформації гнучкого колеса перевищують проміжки в зачепленні, викликаючи інтерференцію зубців $2^{го}$ роду. В період виробничого освоєння нової продукції, спроектовані за відомими методиками і виготовлені на

ПрАТ «НКМЗ» великі хвильові редуктори, з цієї причини виявилися не працездатними.

Основною деталлю хвильової передачі, що вимагає особливої уваги з точки зору жорсткості і ресурсу роботи, є гнучке колесо, яке безперервно деформується під дією генератора хвиль. Враховуючи особливий вплив деформацій на інтерференцію зубчастого зачеплення хвильової передачі, визначимо переміщення оболонки гнучкого колеса.

Гнучке колесо перетворює обертання генератора хвиль у хвильовий рух гнучкого зубчастого вінця, складова обертання якого відбирається за допомогою оболонки і через шліци передається на вихідний вал. Гнучке колесо розглядаємо як тонкостінну циліндричну оболонку довжиною l з гнучким зубчастим вінцем шириною b_1 на одному кінці і шліцами шириною b_2 на протилежному. Відношення товщини оболонки h до діаметру кола, що ділить стінку оболонки навпіл $2a$, становить 0,012. Оболонка являє собою частину гнучкого колеса вільну від зовнішнього навантаження, що передає крутильний момент на шліци. Демпфірування оболонки згладжує вплив пікових навантажень при передачі обертального моменту і вирівнює розподіл сил у кінематичних парах.

Обертальний момент формується дисками генератора хвиль на ділянці гнучкого зубчастого вінця і передається дотичними зусиллями, розподіленими з торця оболонки не рівномірно внаслідок нерівномірної деформації зубчастого вінця. Нерівномірність цих зусиль вирівнюється оболонкою. Напружений стан оболонки розглядаємо як поле збурень, внаслідок крайового ефекту у торця оболонки, накладене на поле дотичних напружень, при рівномірному розподілі дотичних зусиль з торця оболонки. Наявність поля збурень, викликане нерівномірною деформацією торця оболонки, багато в чому визначає її міцнісні властивості. Нерівномірна деформація гнучкого колеса в окружному напрямку є визначальною, тому що значно перевищує його поздовжню деформацію. Основною задачею даного дослідження є

визначення деформацій і поля напружень в оболонці гнучкого колеса з метою оптимізації його конструктивних параметрів.

Гнучке колесо являє собою порожній циліндр, на одному кінці якого зубчастий вінець, на іншому – шліцьовий вінець, пов'язані тонкостінною оболонкою показаною на рисунку 4.1. Гнучке колесо є силовою кінематичною ланкою хвильової передачі, що визначає її носівну здатність і ресурс роботи. Гнучке колесо знаходиться в умовах обмеженого деформування – розтягнення в окружному напрямку, яке істотне для зачеплення зубців, і зміна форми гнучкого колеса під навантаженням, яке можна розглядати як тонкостінну циліндричну оболонку. Відношення товщини стінки гнучкого колеса до діаметра його серединного кола, становить 0,01232, як впливає з рисунка 4.2.

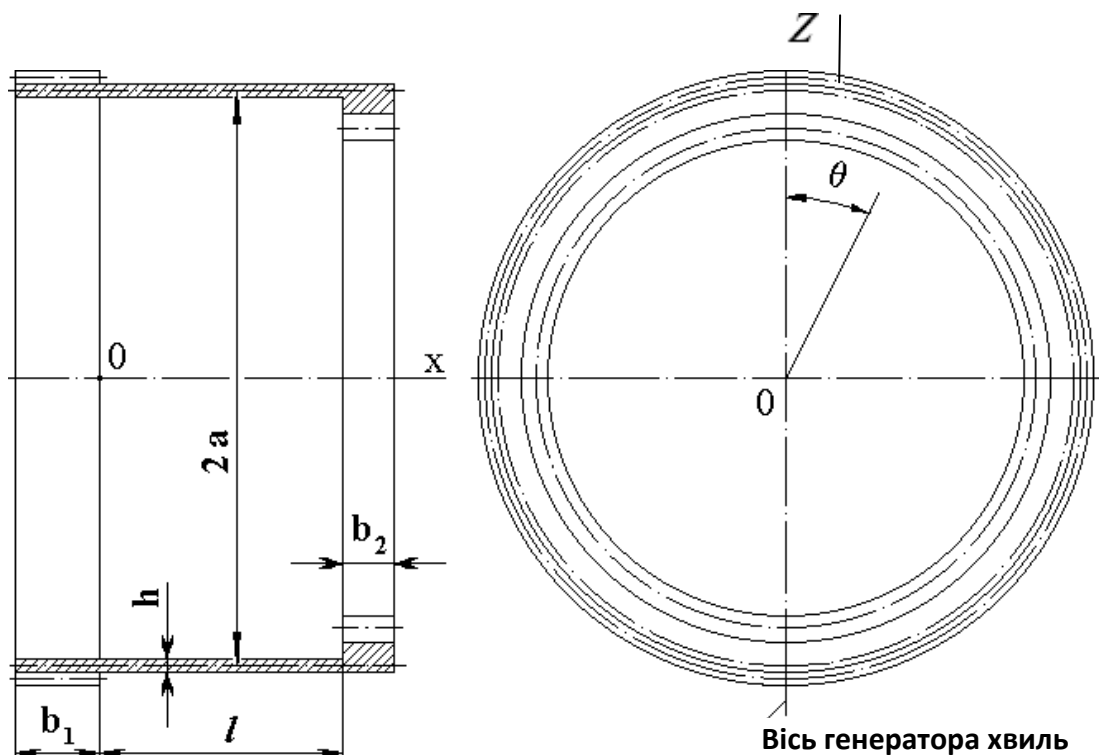


Рисунок 4.1 Конструктивна схема гнучкого колеса

Обмежена міцність і довговічність гнучкого колеса багато в чому визначає навантажувальні характеристики хвильової передачі, в принцип роботи якої закладено процес хвильової деформації гнучкої ланки складно-

напруженої деталі, що працює в найбільш важких умовах, не типових для зубчастих передач [7, 19, 31]. Напруження в гнучкій ланці виникають вже при збиранні передачі. Частота їх зміни за один оборот генератора залежить від числа хвиль деформації гнучкого колеса, а його малий термін служби обумовлений зносом матеріалу, що інтенсифікується наявністю значних концентраторів напружень [42, 199], що є основним чинником порівняно низького ресурсу роботи хвильових зубчастих передач [196].

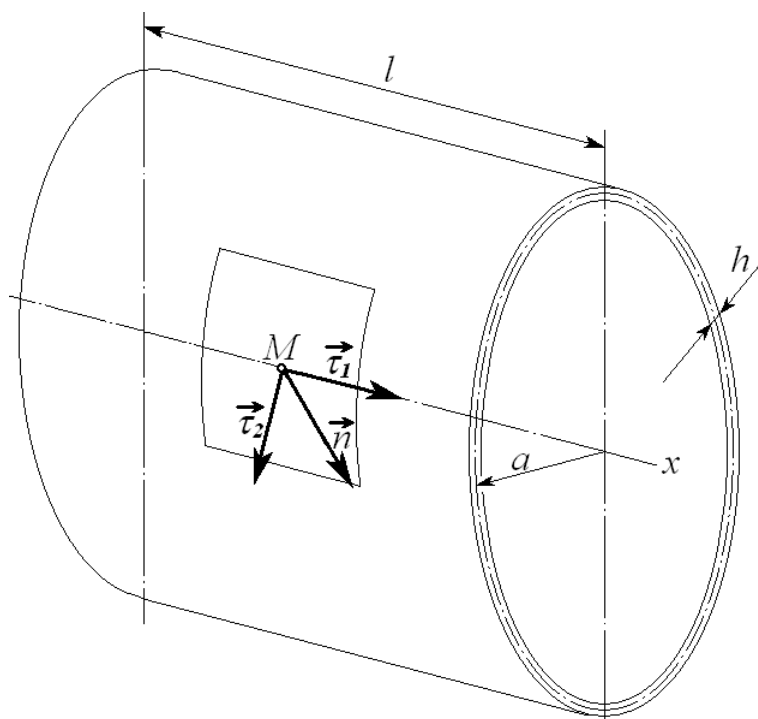


Рисунок 4.2 Оболонка гнучкого колеса хвильової передачі

Нехай циліндрична оболонка довжиною l , товщиною стінки h , радіусом серединної поверхні a , защемлена з двох торців у товсті плити, що повертаються відносно одна одної на деякий кут. При цьому зберігається відстань між плитами, яка дорівнює довжині недеформованою оболонки l . В процесі повороту плити не відчувають деформації. При деформації оболонки точка M , що лежить на її поверхні і визначається радіусом \bar{r} , отримує переміщення \bar{U} і переходить в деяку точку M_1 , радіус якої \bar{r}^* дорівнює

$\bar{r}^* = \bar{r} + \bar{U}$, $\bar{U} = u \bar{\tau}_1 + v \bar{\tau}_2 + w \bar{n}$, де u, v, w – складові вектора переміщення \bar{U} по осях $\bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2, \bar{n}$.

Виділимо елемент оболонки двома площинами, що проходять через вісь оболонки і двома площинами, перпендикулярними цій осі. З боку відкинutoї частини оболонки на виділений елемент діють зусилля, які зводяться до системи паралельних і дотичних напружень, що врівноважують виділений елемент. Система нормальних і дотичних напружень, які діють на виділений елемент, замінюється еквівалентною системою зусиль і моментів $N_x, N_\theta, N_{x\theta}, M_x, M_\theta, M_{x\theta}$, прикладених з його бічних поверхонь на рисунку 4.3.

$$\begin{aligned}
 N_x &= \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \nu \left(\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} \right) \right], & N_\theta &= \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} \right], \\
 N_{x\theta} &= \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right), & M_x &= -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\nu}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right], \\
 M_\theta &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right], & M_{x\theta} &= \frac{Eh^3}{12(1+\nu)a} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right),
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

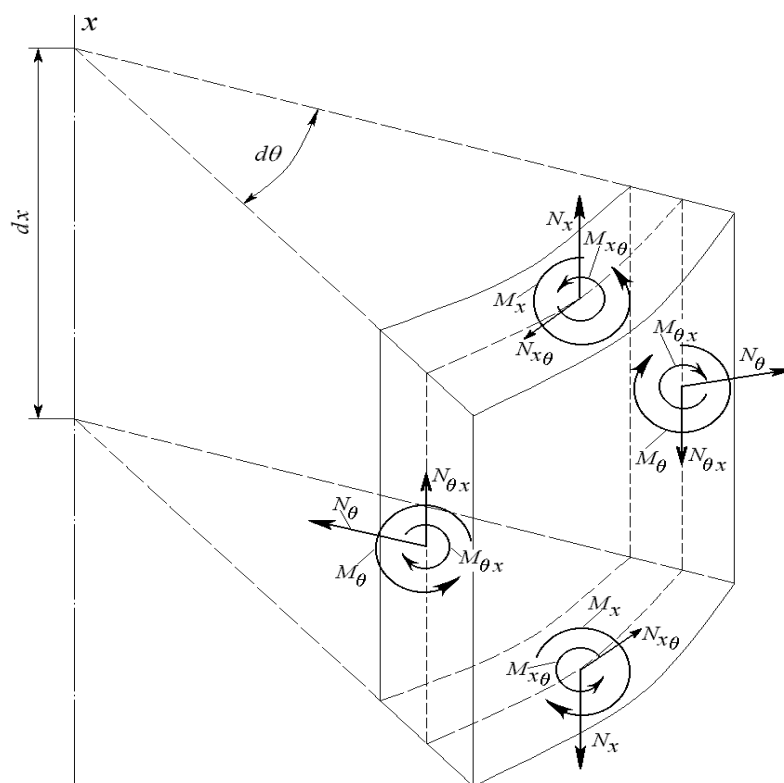


Рисунок 4.3 Позитивні напрямки зусиль і моментів, що діють на виділений елемент з боку відкинutoї частини оболонки

Напружено-деформований стан оболонки представляється рівняннями рівноваги

$$\left. \begin{aligned}
 & \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} - \frac{\nu}{a} \frac{1}{a^2} \frac{\partial w}{\partial x} + P_1 \frac{(1-\nu^2)}{Eh} = 0, \\
 & \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \theta} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^3 w}{\partial \theta^3} \right) + \\
 & + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} \right) + P_2 \frac{(1-\nu)}{Eh} = 0, \\
 & \nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} - \frac{h^2}{12} \left(a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) - \\
 & - \frac{h^2}{12} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^3 v}{\partial \theta^3} \right) + P_3 \frac{a(1-\nu^2)}{Eh} = 0.
 \end{aligned} \right\} (4.2.)$$

В силу рівномірності передачі крутильного моменту від плит до поперечного перерізу оболонки, похідні переміщень u , v , w по θ дорівнюють нулю, а також дорівнюють нулю навантаження з урахуванням чого $P_1 = P_2 = P_3 = 0$, рівняння (4.2) набудуть вигляд

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad \left(\frac{1-\nu}{2} \right) \left(1 + \frac{h^2}{12a^2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0, \quad \nu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{ah^2}{12} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0. \quad (4.3)$$

Рішення другого рівняння системи (4.3) дозволяє визначити зсув v

$$v = C_1 x + C_2. \quad (4.4)$$

Постійна інтегрування C_2 дорівнює нулю при виборі початку координат на середині плити оболонки і рівняння (4.4) набуде вигляду

$$v = C_1 x. \quad (4.5)$$

Поворот твірної циліндричної оболонки ψ пов'язаний з кутом повороту кінцевого перерізу φ відповідно до рисунка 4.4 $\psi = \frac{2a\varphi}{l} = a\varphi_0$. Постійна інтегрування C_1 в рівнянні (4.5) визначається з урахуванням зв'язку кута повороту твірної циліндра зі зміщенням точки, що лежить на твірній v , рисунок 4.5

$$C_1 = \frac{dv}{dx} = \psi. \quad (4.6)$$

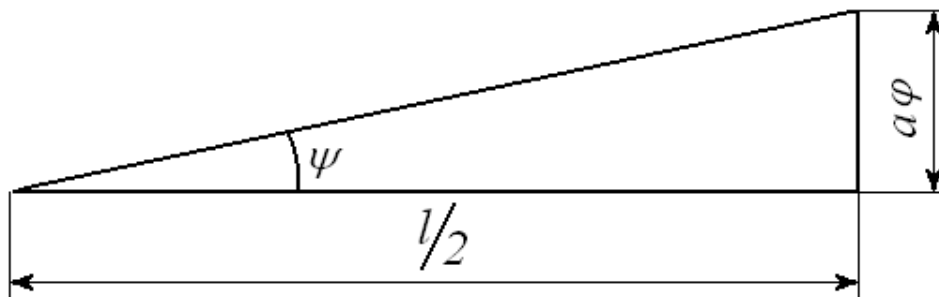


Рисунок 4.4 Зв'язок кутів повороту твірної циліндра і кінцевого перерізу оболонки

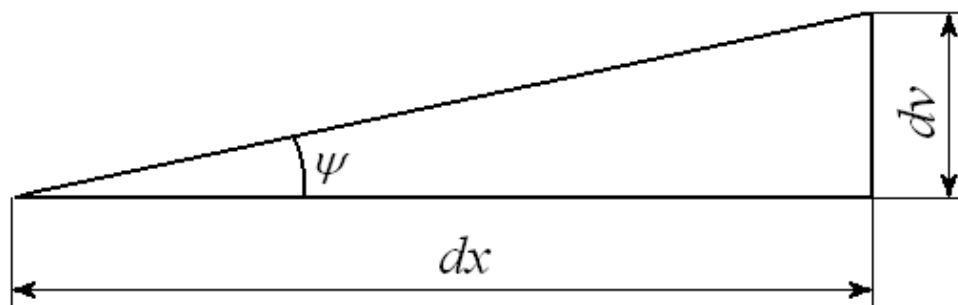


Рисунок 4.5 Залежність кутових і лінійних параметрів твірної циліндра

У третє рівняння системи (4.1) підставляються значення (4.6) і $\frac{\partial u}{\partial \theta} = 0$,

останнє вказує на незалежність зсувів від кута θ

$$N_{x\theta} = GhC_1. \quad (4.7)$$

Зусилля $N_{x\theta}$ є результуючим дотичних напружень τ бічної площини виділеного елемента одиничної довжини

$$N_{x\theta} = \tau h. \quad (4.8)$$

Спільним рішенням (4.7) і (4.8) визначається постійна інтегрування C_1

$$C_1 = \frac{\tau}{G}. \quad (4.9)$$

Зсув v визначається підставленням значення постійної інтегрування C_1 (4.9) у (4.5) $v = \tau x/G$.

Визначимо величину крутильного моменту $M_{кр}$ прикладеного до оболонки $M_{кр} = 2\pi a^2 h \tau$ і викликаючого дотичні напруження

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{2\pi a^2 h}, \quad (4.10)$$

де W_p – момент опору при скрутці.

Використовуючи вирази (4.6), (4.9) і (4.10) можна встановити кутовий зсув оболонки

$$\psi = \frac{M_{кр}}{W_p G}. \quad (4.11)$$

З умови рівності переміщень i з урахуванням виразу (4.11) визначається кут відносного зсуву нормальних перетинів оболонки φ , тобто

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot x}{W_p G a} = \frac{M_{кр} \cdot x}{G I_p}, \text{ де } I_p = 2 \pi a^3 h - \text{ полярний момент інерції оболонки;}$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} - \text{ модуль пружності при зсуві.}$$

З шостого рівняння системи (4.1) з урахуванням значень (4.6), (4.9), (4.10) і $\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} = 0$ визначається момент $M_{x\theta}$ діючий на виділений елемент

$$\text{оболонки } M_{x\theta} = \frac{h^2}{24 \pi a^3} M_{кр}.$$

При скруті оболонки з защемленими кінцями відповідно до Рисунка 4.6 виникають розтяжні зусилля, спрямовані по твірній циліндра. Встановимо залежність між крутильним моментом, що діє на оболонку $M_{кр}$ і величиною розтяжних напружень, спрямованих уздовж твірної циліндра. Зі співвідношення $\psi l = a \varphi$ визначається кут закручування ψ , тобто $\psi = a \varphi_0$, де $\varphi_0 = \frac{\varphi}{l}$ – кут закручування на одиницю довжини оболонки. Розтягнення оболонки Δl при закручуванні на кут ψ

$$\Delta l = l \varepsilon = \frac{l}{\cos \psi} - l \approx l \frac{\psi^2}{2}, \quad (4.12)$$

де ε – відносне подовження оболонки, що визначається з попередньої рівності (4.12) $\varepsilon = \frac{\psi^2}{2} = \varphi_0^2 \frac{a^2}{2}$.

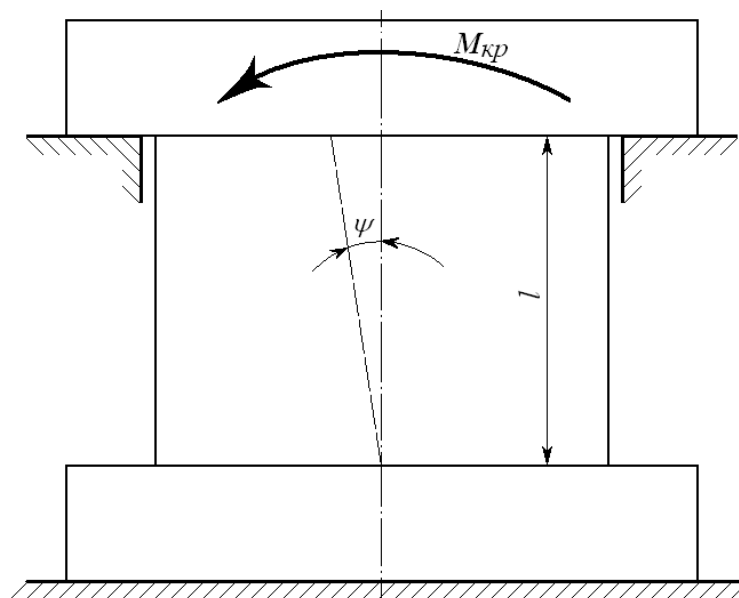


Рисунок 4.6 Схема навантаження оболонки

Відповідно до закону Гука знаходимо розтягуючі напруження в поперечних перерізах оболонки

$$\sigma = \varepsilon E = E \varphi_0^2 \frac{a^2}{2}. \quad (4.13)$$

Кут закручування φ_0 , що припадає на одиницю довжини оболонки

$$\varphi_0 = \frac{M_{кр}}{G I_p} = \frac{1 + \nu}{E \pi a^3 h} M_{кр}. \quad (4.14)$$

Підставляючи значення φ_0 з виразу (4.14) у рівняння (4.13), отримаємо

$$\sigma = \frac{(1 + \nu)^2}{2 E \pi^2 a^4 h^2} M_{кр}^2. \quad (4.15)$$

При досягненні дотичних напружень τ максимально допустимих значень $[\tau]$ записуємо вираз допустимого обертового моменту $[M_{кр}]$, прикладеного до оболонки

$$[M_{кр}] = 2 \pi a^2 h [\tau]. \quad (4.16)$$

Відповідно до виразів (4.15) і (4.16) отримаємо формулу визначення нормальних напружень

$$\sigma = \frac{2(1+\nu)^2}{E} [\tau]^2. \quad (4.17)$$

Для конструкційної сталі: $E = 2,1 \cdot 10^4$ МПа; $\nu = 0,3$; $[\tau] = 100$ МПа.

Зі співвідношення (4.17) визначаємо $\sigma = 1,6$ МПа, тобто $\sigma = 0,16\%$ $[\tau]$.

Розтяжні напруження, що виникають в оболонці, спрямовані вздовж твірної циліндра, занадто малі і їх можна не враховувати.

4.2 Дослідження процесу взаємодії гнучке колесо – зубчастий і шліцьовий вінці, які пов'язані оболонкою.

Деформація зубчастого вінця викликає деформацію торця оболонки, що створює в ній крайовий ефект і додаткове поле напружень, найбільш небезпечними з яких є згинальні, викликані нерівномірністю розподілу навантаження, що додається до обода зубчастого вінця. Верхню межу згинальних напружень можна отримати, замінивши розподілене навантаження зосередженими силами.

Для вирішення завдання напруженого стану гнучкого колеса записано рівняння функції напружень в операторах Власова [168] і складені граничні умови, виходячи зі взаємодії оболонки з зубчастим і шліцьовим вінцем [153].

Для отримання граничних умов на торці оболонки з боку зубчастого вінця розглянута деформація зубчастого вінця, під дією прикладених сил з урахуванням взаємодії вінця з торцем оболонки [155]. Граничні умови для торця оболонки з боку шліцьового вінця визначалися з припущення, що вінець, по відношенню до оболонки, є абсолютно жорстким конструктивним елементом.

Рішення завдання знайдено в формі рядів [221]. Для торця оболонки, що сполучається з зубчастим вінцем, виконано граничний перехід і отримані

спеціальні розрахункові формули [161]. На основі отриманого рішення розроблений алгоритм для розрахунку на ЕОМ і виконаний розрахунок [164].

Особливістю деформування гнучкого зубчастого вінця є наявність зони, вільної від дії генератора хвиль, що викликає нерівномірність розподілу колових сил у зубчастому вінці. Циліндрична оболонка вирівнює розподіл колових сил, і виконує функції демпфера. Механічні і міцнісні властивості оболонки істотно впливають на напружений стан, носівну здатність і довговічність гнучкого колеса. Напружений стан оболонки є результатом дії крутильного моменту і крайового ефекту на стику оболонки і зубчастого вінця [169].

В оболонці виділимо поле напружень, пов'язане з передачею крутильного моменту і поле напружень від крайового ефекту. Поле напружень від крутильного моменту визначається через компоненти зміщення серединної поверхні

$$U_0 = 0, \quad V_0 = \frac{(1 + \nu) M_2 X}{\pi(1 + 3\xi^2) a E h}, \quad W_0 = 0, \quad (4.18)$$

де U_0, V_0, W_0 – відповідно, осьові, окружні і радіальні зсуви точок серединної поверхні оболонки;

a – радіус серединної поверхні оболонки;

h – товщина оболонки;

E – модуль пружності першого роду;

ν – коефіцієнт Пуассона;

X – координата, відрахована від торця оболонки, сполученої з зубчастим вінцем;

$$\xi^2 \text{ – параметр обчислюється за формулою } \xi^2 = \frac{h^2}{12a^2}.$$

Зсувам (4.18) відповідають напруження

$$\sigma_{x_0} = 0, \quad \sigma_{\theta_0} = 0, \quad \tau_0 = \frac{M_2 \left(1 + \frac{z}{a}\right)}{2\pi a^2 h (1 + \xi^2)}, \quad (4.19)$$

де z – координата, відрахована по нормалі до серединної поверхні.

Рішенням (4.19) відповідають крайові умови для вільних торців, завантажених дотичним навантаженням, розподіленим згідно з тим же законом, що і дотичні напруження τ_0 в останній формулі системи (4.19). Дотичні напруження τ_0 в конструкціях великих хвильових редукторів невеликі. Для хвильових редукторів приводів заміни футерування рудорозмельних млинів, з розмірами гнучкого колеса $a = 548,3$ мм, $h = 13,5$ мм, $M_2 = 500$ кН·м, максимальне значення дотичних напружень склало $\tau_{0\max} = 20$ МПа.

Крайовий ефект виникає в результаті нерівномірності деформації при взаємодії зубчастого вінця з генератором хвиль. Вплив крайового ефекту розглядаємо як поле збурень, накладене на поле дотичних напружень τ_0 при передачі обертового моменту M_2 . Основними є згинальні напруження. В запас міцності приймемо, що на торцях оболонки діють зосереджені сили, які створюють максимальну радіальну деформацію, що є рівною максимальній деформації зубчастого вінця при контакті з дисками генератора хвиль.

Нерівномірність радіального навантаження і наявність ненавантажених зон у зубчастого вінця створюють в оболонці згинальні напруження в окружному напрямку. З огляду на визначальну роль цих напружень, скористаємося напівбезмоментною теорією В. З. Власова [11]. Завдання про напружений стан оболонки під дією крайового ефекту розглянемо виходячи з рішення В. Л. Бідермана [9], представленого через функцію напружень, що задовольняє диференціальному рівнянню

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} + \xi^2 \left(\frac{\partial^8 \Phi}{\partial \theta^8} + 2 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right) = 0, \quad (4.20)$$

де $x = \frac{X}{a}$ – безрозмірний параметр;

X – лінійний розмір, відрахований від торця оболонки уздовж твірної;

θ – кутова координата.

Силві чинники в перетинах оболонки координатними площинами відповідно до рисунка 4.7 і зсуву U , V , W уздовж координатних ліній виражаються через похідні функції напружень [81]

$$N_x = \frac{E h}{a^2} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \right), \quad (4.21)$$

$$N_\theta = -\frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} \right), \quad (4.22)$$

$$M_\theta = -\frac{D}{a^3} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right), \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \theta} = -\frac{E h}{a^3} \frac{\partial^3 \Phi}{\partial x^3}, \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial S}{\partial x} = \frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \theta^3} + 2 \frac{\partial^5 \Phi}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^7 \Phi}{\partial \theta^7} \right), \quad (4.25)$$

$$U = \frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad (4.26)$$

$$V = -\frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}, \quad (4.27)$$

$$W = \frac{1}{a} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}, \quad (4.28)$$

де $D = \frac{E h^3}{12}$ – циліндрична жорсткість оболонки.

Деформація оболонки симетрична відносно осі генератора хвиль, рішення рівняння (4.20) знаходимо у вигляді ряду по косинусах

$$\Phi = \sum_{k=1}^{\infty} \Phi_k(x) \cos k \theta. \quad (4.29)$$

Підставивши вираз (4.29) у рівняння (4.20), отримаємо послідовність диференціальних рівнянь Φ_k ($K = 2, 4, \dots$)

$$\Phi_k^{(4)}(x) + 4m_k^4 \Phi_k(x) = 0, \quad (4.30)$$

де
$$m_k = K \sqrt{\xi \left(\frac{k^2 - 1}{2} \right)}.$$

Функції $\Phi_k(x)$ виражаються через функції Кривола

$$\Phi_k(x) = C_{k1} K_1(m_k x) + C_{k2} K_2(m_k x) + C_{k3} K_3(m_k x) + C_{k4} K_4(m_k x). \quad (4.31)$$

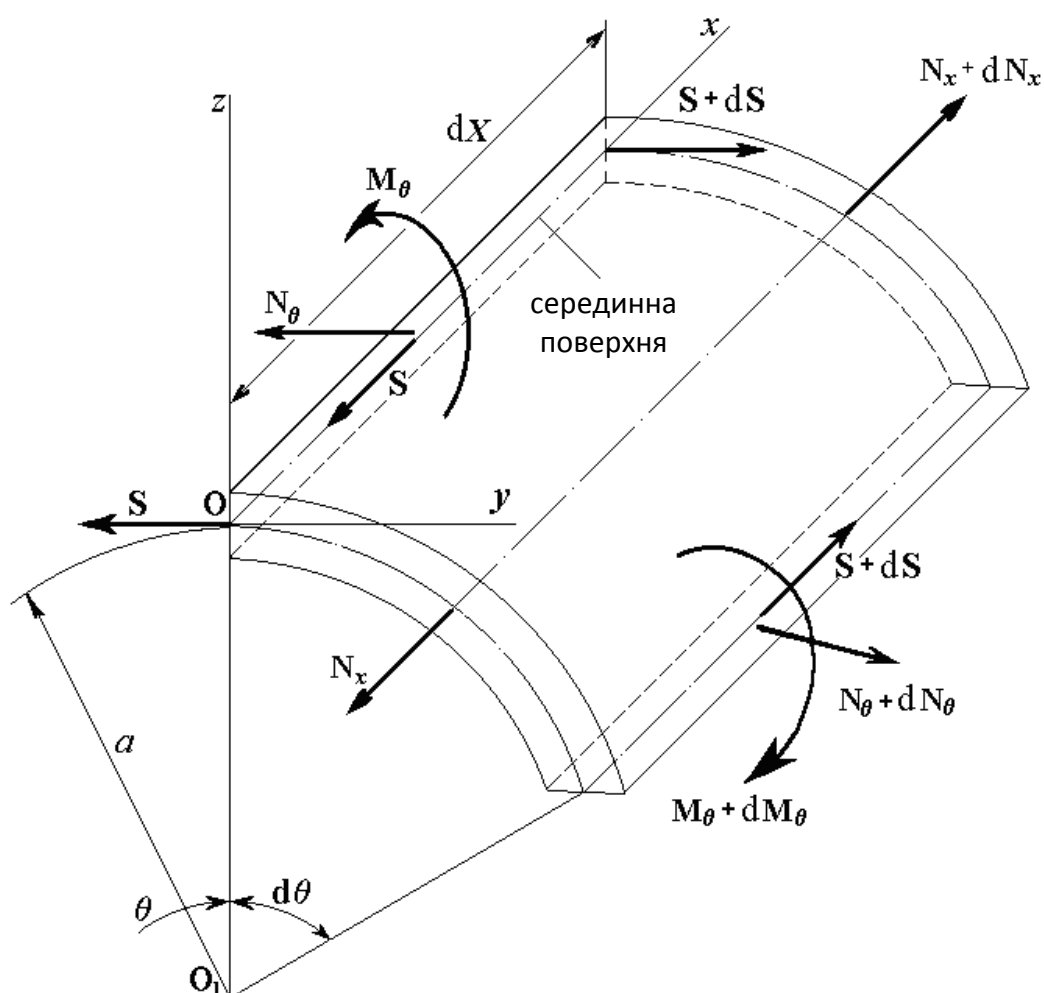


Рисунок 4.7 Сили і моменти, прикладені до елемента оболонки гнучкого колеса

Функції Кривола обчислюються за формулами

$$\begin{aligned}
 K_1(m_k x) &= ch(m_k x) \cos(m_k x), \\
 K_2(m_k x) &= \frac{1}{2} [ch(m_k x) \sin(m_k x) + sh(m_k x) \cos(m_k x)], \\
 K_3(m_k x) &= \frac{1}{2} sh(m_k x) \sin(m_k x), \\
 K_4(m_k x) &= \frac{1}{4} [ch(m_k x) \sin(m_k x) - sh(m_k x) \cos(m_k x)].
 \end{aligned}$$

Похідні функцій Кривола задовольняють співвідношенням

$$\begin{aligned}
 \frac{dK_1}{dx} &= -4m_k K_4\left(\frac{m_k x}{k}\right), \quad \frac{dK_2}{dx} = m_k K_1\left(\frac{m_k x}{k}\right), \\
 \frac{dK_3}{dx} &= m_k K_2\left(\frac{m_k x}{k}\right), \quad \frac{dK_4}{dx} = m_k K_3\left(\frac{m_k x}{k}\right).
 \end{aligned}$$

Коефіцієнти C_{k_i} ($i=1, 2, 3, 4$) в формулах (4.31) при кожному фіксованому визначаємо з граничних умов. Функція напружень визначена, якщо задані умови на торцях. Так як на оболонку не діють зовнішні осьові сили, а торці зубчастого і шліцьового вінців вільні від навантаження, можна прийняти, що на торцях оболонки відсутні осьові зусилля

$$\left(N_x\right)_{x=0} = 0, \quad \left(N_x\right)_{x=q} = 0, \quad (4.32)$$

де $q = \frac{l}{a}$; l – довжина оболонки.

Шліцьовий вінець гнучкого колеса передбачається нерозтяжним. Вважаємо рівним нулю зсув точок шліцьового вінця в окружному напрямку

$$(V)_{x=q} = 0. \quad (4.33)$$

Четверту граничну умову отримуємо, розглядаючи взаємодію зубчастого вінця з торцем оболонки, при $x=0$. При деформації зубчастого вінця з торцем оболонки передається дотичне зусилля S .

В якості розрахункової моделі зубчастого вінця приймемо кільце, шириною b_1 рівною ширині зубчастого вінця, і товщиною h_1 рівною

середньому арифметичному товщини зубчастого вінця по колах западин і виступів. Виділимо елемент кільця згідно з рисунком 4.8 і складемо рівняння рівноваги

$$\left. \begin{aligned} \sum Y &= dN_{\theta} + S a d\theta + Q d\theta = 0, \\ \sum Z &= dQ - N_{\theta} d\theta + q_n a d\theta = 0, \\ \sum M_x &= dM - Q a d\theta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

Виключимо з системи рівнянь (4.34) N_{θ} і θ

$$\frac{d^3 M}{d\theta^3} + \frac{dM}{d\theta} + a^2 S = -a^2 \frac{dq_n}{d\theta}. \quad (4.35)$$

де q_n – інтенсивність навантаження з боку дисків генератора хвиль.

Згинальний момент пов'язаний зі зміною кривизни кільця [3]

$$M = \frac{E I_x}{a^2} \left(\frac{dV_0}{d\theta} - \frac{d^2 W_0}{d\theta^2} \right), \quad (4.36)$$

де I_x – момент інерції поперечного перерізу кільця;

V_0 , W_0 – тангенціальні і радіальні переміщення точок серединної поверхні, що збігаються з переміщеннями торця оболонки.

З умови нерозтяжності серединної поверхні отримаємо

$$\frac{dV_0}{d\theta} = -W_0. \quad (4.37)$$

Замінімо у формулі (4.36) похідну $\left(\frac{dV_0}{d\theta} \right)$ відповідним значенням з виразу (4.37), отримаємо

$$M = - \frac{E I_x}{a^2} \left(W_0 + \frac{d^2 W_0}{d\theta^2} \right). \quad (4.38)$$

В результаті підставлення виразу (4.38) у рівняння (4.35), гранична умова набуде вигляду

$$\left\{ S - \frac{EI_x}{a^2} \left(\frac{d^5 W_0}{d\theta^5} + 2 \frac{d^3 W_0}{d\theta^3} + \frac{dW_0}{d\theta} \right) \right\}_{x=0} = - \frac{dq_n}{d\theta}. \quad (4.39)$$

У рівняння (4.39) підставимо відповідні значення похідних і після перетворення отримаємо

$$\left\{ S - 2E\xi^3 \sqrt{3} \left(\frac{b_1}{a} \right) \left(\frac{h_1}{h} \right)^3 \left(\frac{\partial^5 W}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^3 W}{\partial \theta^3} + \frac{\partial W}{\partial \theta} \right) + \frac{dq_n}{d\theta} \right\}_{x=0} = 0.$$

З граничних умов одержуємо систему рівнянь для коефіцієнтів C_{k_i} ($i=1, 2, 3, 4$). Для цього в рівняння граничних умов (4.32) і (4.33), відповідно до формул (4.21) і (4.27) вводимо функцію напружень, використовуючи її подання за формулами (4.29) і (4.31).

Зусилля S знаходимо, складаючи повний диференціал $dS = \frac{\partial S}{\partial x} dx + \frac{\partial S}{\partial \theta} d\theta$.

Замінюємо приватні похідні $\frac{\partial S}{\partial \theta}$ і $\frac{\partial S}{\partial x}$ за формулами (4.24), (4.25), (4.29), (4.30), інтегруванням визначаємо шукане зусилля

$$S = - \frac{Eh}{a^2} \sum_{k=2, 4, \dots} \frac{1}{k} \Phi_k'''(x) \sin k\theta. \quad (4.40)$$

Розподілене на ділянках зубчастого вінця навантаження q_n замінимо рівнодійними зосередженими силами, що враховується в запас міцності оболонки. Навантаження з двох зосереджених сил розкладемо в ряд Фур'є

$$q_n = \frac{P}{\pi a} \left(1 + 2 \sum_{k=2, 4, \dots} \cos k\theta \right). \quad (4.41)$$

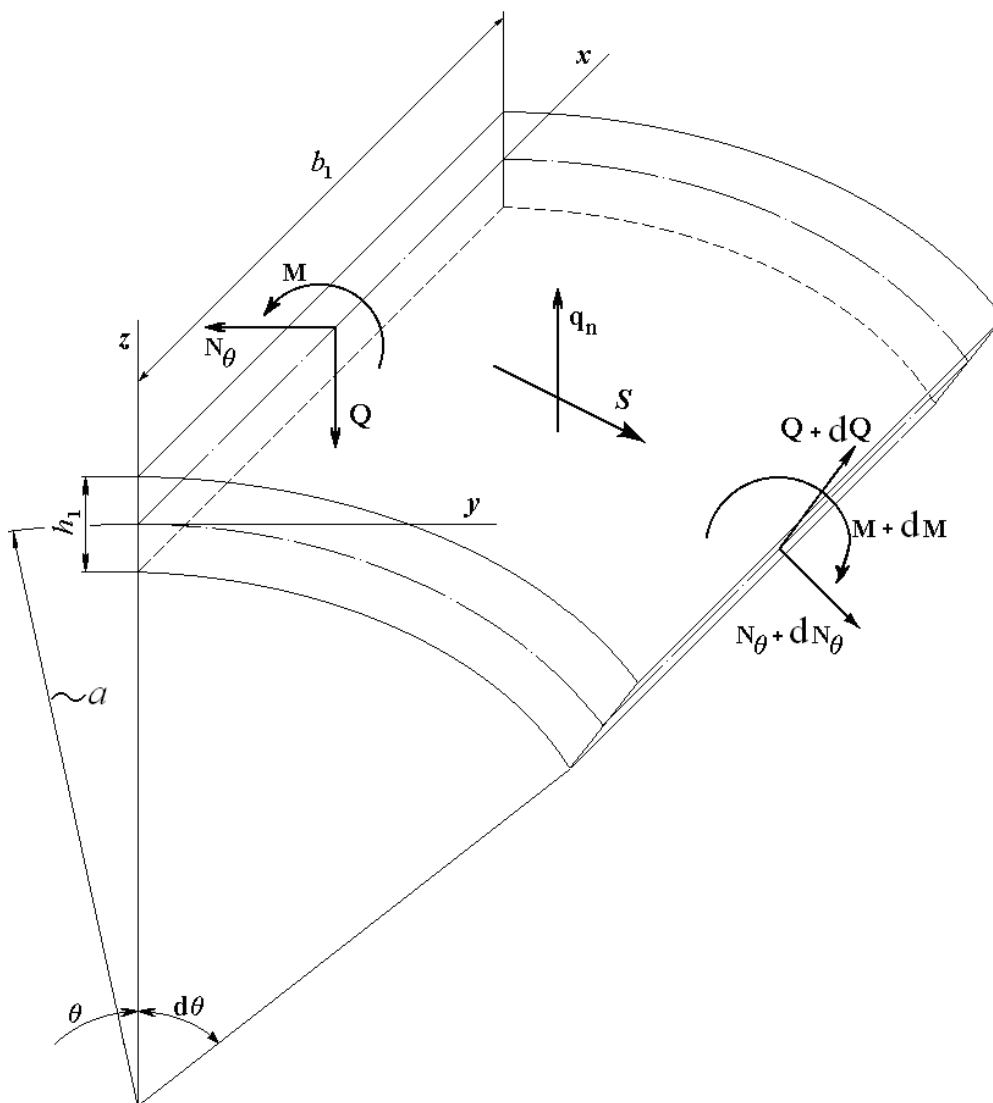


Рисунок 4.8 Сили і моменти, прикладені до елемента зубчастого вінця

У виразі (4.39) виконаємо заміну S , W , q_n за формулами (4.40), (4.28), (4.41). Отримаємо четверте рівняння, що містить постійні коефіцієнти C_{k1} , C_{k2} , C_{k3} , C_{k4} . Вирішуючи систему рівнянь, знаходимо коефіцієнти

$$\text{розкладання і функцію напружень } \Phi = - \frac{P \left(\frac{a}{b_1} \right) \left(\frac{h}{h_1} \right)^2}{\pi E \xi^2 \sqrt{3}} \times$$

$$\times \sum_{k=2, 4, \dots} \left\{ \frac{\left(\frac{ch m_k (2q-x) \cos m_k x - ch m_k x \cos m_k (2q-x)}{ch 2m_k q - \cos 2m_k q + \lambda_k (sh 2m_k q - \sin 2m_k q)} \right) \cos k\theta}{k^2 (k^2 - 1)^2} \right\}$$

З конструктивних умов відома максимальна радіальна деформація Δ зубчастого вінця при $x=0$. За допомогою формули (4.28) висловимо зусилля P через деформацію Δ і підставимо в формулу (4.38)

$$\Phi = -\frac{a \Delta}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{\left(\frac{ch m_k (2q-x) \cos m_k x - ch m_k x \cos m_k (2q-x)}{ch 2m_k q - \cos 2m_k q + \lambda_k (sh 2m_k q - \sin 2m_k q)} \right) \cos k \theta}{k^2 (k^2 - 1)^2} \right\}$$

Величини m_k , λ_k , R_{Δ} обчислюються за формулами

$$\left. \begin{aligned} m_k &= k \sqrt{\left(\frac{k^2 - 1}{2}\right) \xi}, & \lambda_k &= \frac{\left(\frac{a}{b_1}\right) \left(\frac{h}{h_1}\right)^3}{k \sqrt{2 \xi (k^2 - 1)}}, \\ R_{\Delta} &= \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{1}{(k^2 - 1)^2 \left[1 + \lambda_k \left(\frac{sh 2m_k q - \sin 2m_k q}{ch 2m_k q - \cos 2m_k q} \right) \right]} \end{aligned} \right\} (4.42)$$

За допомогою залежностей (4.31), (4.21 – 4.23), (4.42) отримаємо розрахункові формули для сил і моментів

$$N_x = -\frac{2E\Delta\xi^2}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\left[e^{-m_k x} - e^{-m_k (4q-x)} \right] \sin m_k x -}{1 + \lambda_k - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) e^{-2m_k q} +} \right. \\ \left. - \frac{\left[e^{-m_k (2q-x)} - e^{-m_k (2q+x)} \right] \sin m_k (2q-x)}{+ (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q}} \cdot \frac{\cos k \theta}{(k^2 - 1)} \right\}, \quad (4.43)$$

$$N_{\theta} = -\frac{2E\Delta\xi^3\sqrt{3}}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\left[e^{-m_k x} + e^{-m_k(4q-x)} \right] \cos m_k x - \left[e^{-m_k(2q-x)} + e^{-m_k(2q+x)} \right] \cos m_k(2q-x)}{1 + \lambda_k - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) e^{-2m_k q} + \left(1 - \lambda_k \right) e^{-4m_k q}} \cdot \frac{k^2}{(k^2 - 1)} \cos k\theta \right\}, \quad (4.44)$$

$$S = -\frac{E\Delta\xi^{2,5}\sqrt{6}}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\left\langle e^{-m_k x} \left(\cos m_k x - \sin m_k x \right) + e^{-m_k(2q-x)} \right\rangle \times \left[\left(1 + \lambda_k \right) - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) \right] \times \left[\cos m_k(2q-x) - \sin m_k(2q-x) \right] - e^{-m_k(2q+x)} \left[\cos m_k(2q-x) + \sin m_k(2q-x) \right] - e^{-m_k(4q-x)} \left(\cos m_k x + \sin m_k x \right)}{\left[\left(1 + \lambda_k \right) - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) \right] \times \left[e^{-2m_k q} + \left(1 - \lambda_k \right) e^{-4m_k q} \right] \times \sqrt{(k^2 - 1)}} \sin k\theta \right\}, \quad (4.45)$$

$$M_{\theta} = -\frac{2E\Delta\xi^3\sqrt{3}}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\left\langle \left[e^{-m_k x} + e^{-m_k(4q-x)} \right] \cos m_k x - \left[e^{-m_k(2q-x)} + e^{-m_k(2q+x)} \right] \cos m_k(2q-x) \right\rangle \cos k\theta}{\left[\left(1 + \lambda_k \right) - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) \right] \times \left[e^{-2m_k q} + \left(1 - \lambda_k \right) e^{-4m_k q} \right] (k^2 - 1)} \right\}. \quad (4.46)$$

Ряди для силових факторів N_x і M_θ збігаються абсолютно при всіх значеннях x , для N_θ і S – при $x \neq 0$. При $x = 0$ розрахункові формули утворюються за допомогою методу поліпшення збіжності рядів

$$N_\theta = \frac{\sqrt{3} E \Delta \xi^3}{R_\Delta} + \frac{2\sqrt{3} E \Delta \xi^3}{R_\Delta} \sum_{k=2, 4, \dots}^{\infty} \left\{ \left\langle \lambda_k \left[1 - e^{-4m_k q} - 2e^{-2m_k q} \cdot \sin 2m_k q \right] - \frac{1}{(k^2 - 1)} \left[1 + e^{-4m_k q} - 2e^{-2m_k q} \cdot \cos 2m_k q \right] \right\rangle \times \frac{\cos k \theta}{\left[(1 + \lambda_k) - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) \times e^{-2m_k q} + (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} \right]} \right\}, \quad (4.47)$$

$$S = \frac{E \Delta \xi^{2,5} \sqrt{6}}{3 R_\Delta} \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) + \frac{E \Delta \xi^{2,5} \sqrt{6}}{2 R_\Delta} \sum_{k=2, 4, \dots}^{\infty} \left\{ \frac{1}{k \left[k + \sqrt{(k^2 - 1)} \right]} - \frac{1}{k} \left[\lambda_k - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) e^{-2m_k q} + (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} \right] - \frac{\left(2 \sin 2m_k q + e^{-2m_k q} \right) e^{-2m_k q} \cdot \sin k \theta}{\left[(1 + \lambda_k) - 2 \left(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q \right) \times e^{-2m_k q} + (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} \right] \sqrt{(k^2 - 1)}} \right\}. \quad (4.48)$$

Напружений стан оболонки розраховується за формулами

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h}, \quad \sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} + \frac{12M_\theta z}{h^2}, \quad \tau = \frac{S}{h}, \quad (4.49)$$

де σ_x , σ_θ , τ – нормальні і дотичні напруження.

Позитивний напрямок відповідає зовнішнім волокнам. Числовий розрахунок напруженого стану оболонки гнучкого колеса виконано для хвильового редуктора механізму приводу рудорозмельного млина, з розмірами: $a = 548,3$ мм; $l = 340$ мм; $h = 13,5$ мм; $h_1 = 15,8$ мм; $b_1 = 100$ мм; $\Delta = 2,255$ мм. Результати розрахунку представлені графічно на Рисунках 4.9 – 4.10. Для порівняння виконано розрахунок оболонки гнучкого колеса зі зменшеною в два рази товщиною стінки, їх розподіл показано на Рисунках

4.11 і 4.12. Розподіл дотичних напружень скруту в оболонці з товщиною стінки $h = 13,5 \text{ мм}$ і зменшеною вдвічі $h_1 = 6,75 \text{ мм}$, в залежності від величини обертового моменту M_2 , представлено на рисунку 4.13.

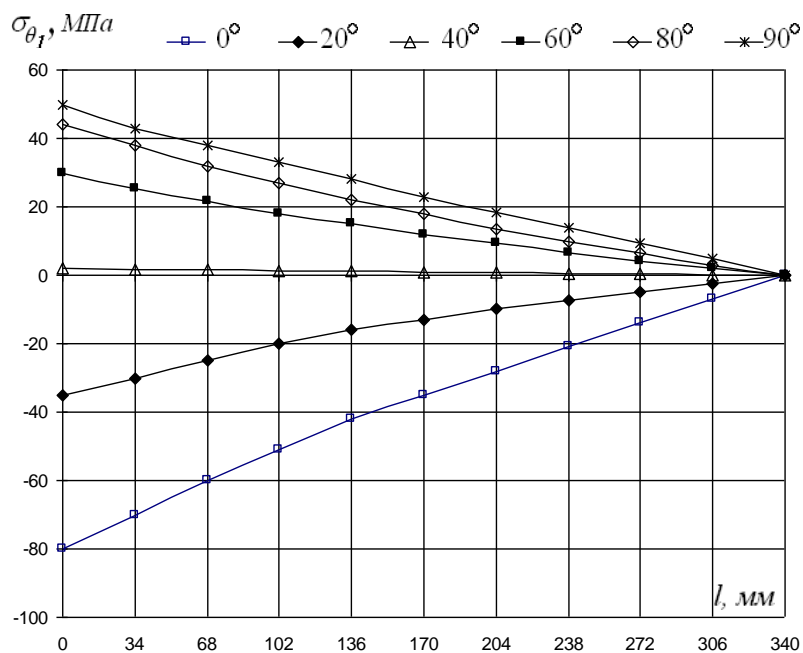


Рисунок 4.9 Розподіл нормальних напружень по внутрішньому контуру оболонки гнучкого колеса з товщиною стінки $h = 13,5 \text{ мм}$

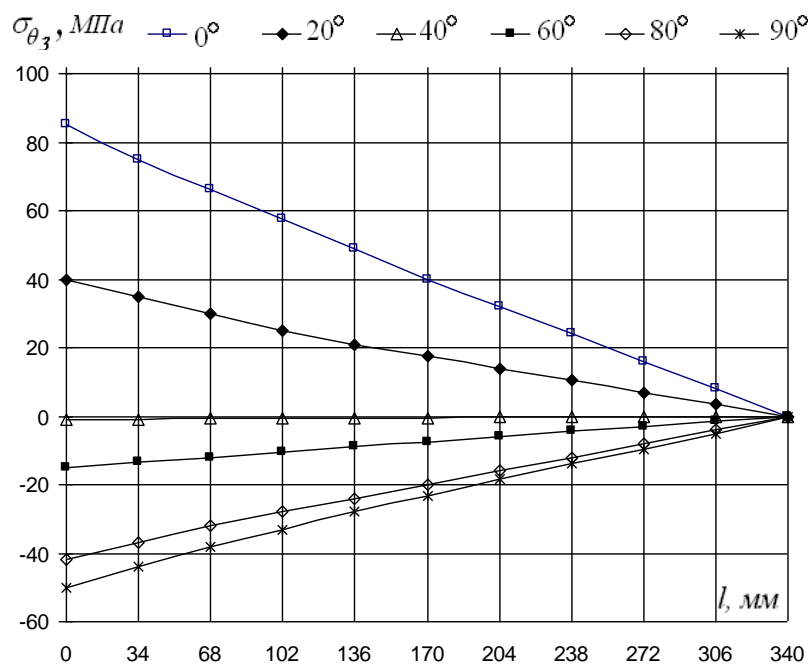


Рисунок 4.10 Розподіл нормальних напружень по зовнішньому контуру оболонки гнучкого колеса з товщиною стінки $h = 13,5 \text{ мм}$

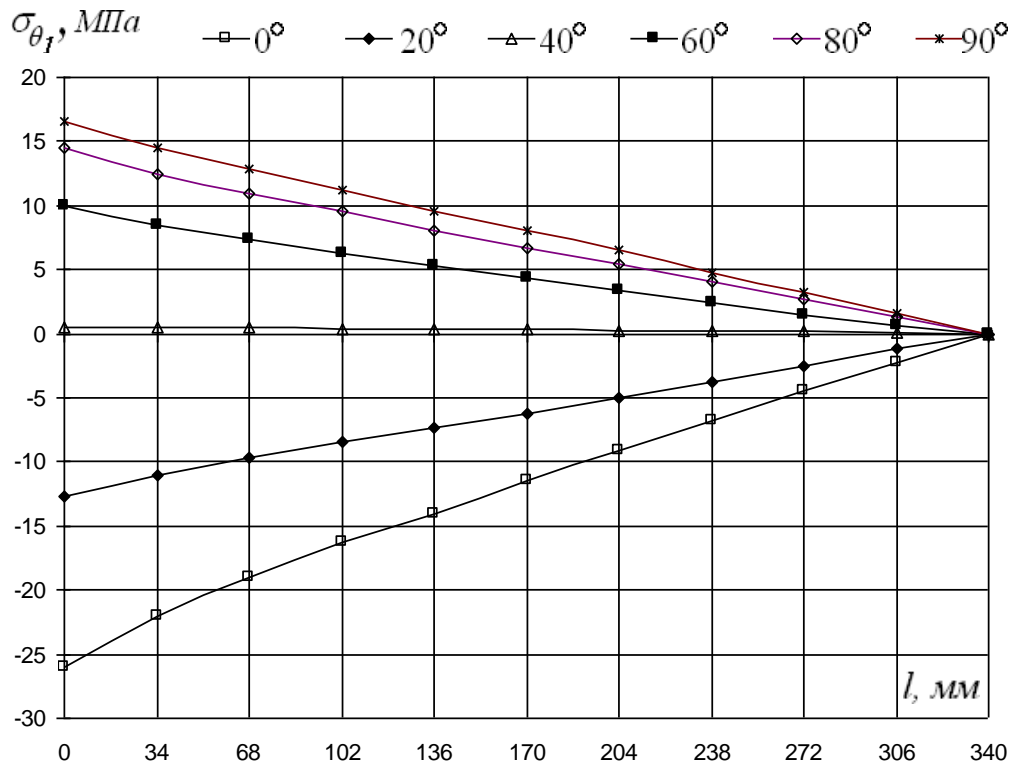


Рисунок 4.11 Розподіл нормальних напружень по внутрішньому контуру оболонки гнучкого колеса з товщиною стінки $h = 6,75$ мм

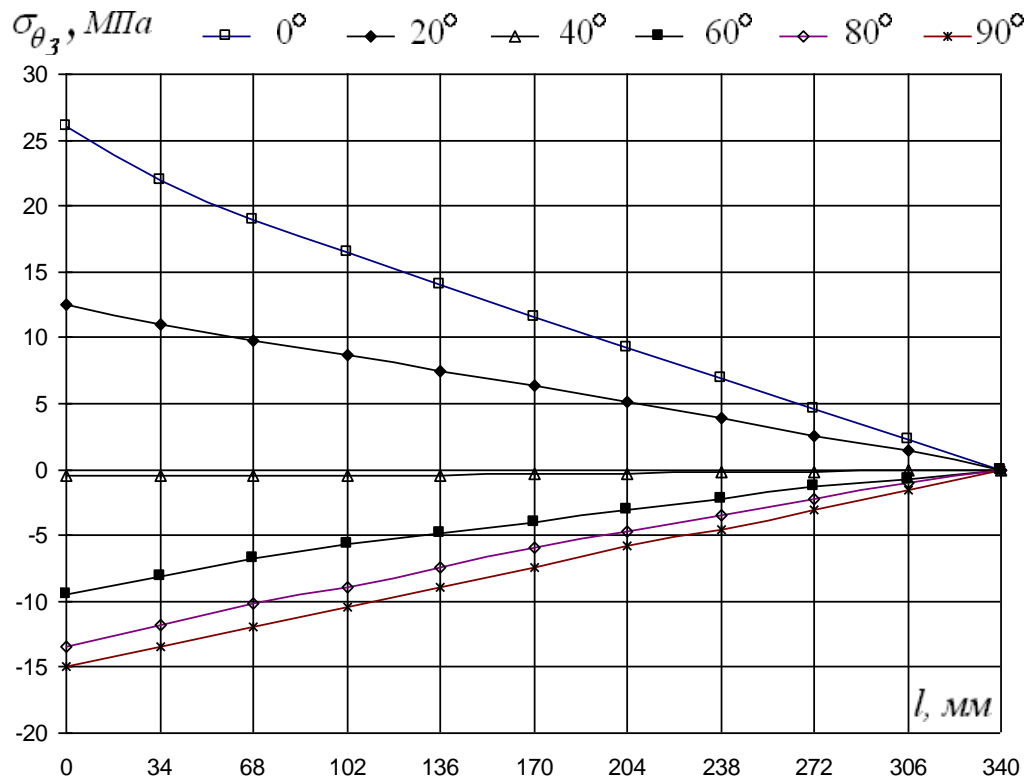


Рисунок 4.12 Розподіл нормальних напружень по зовнішньому контуру оболонки гнучкого колеса з товщиною стінки $h = 6,75$ мм

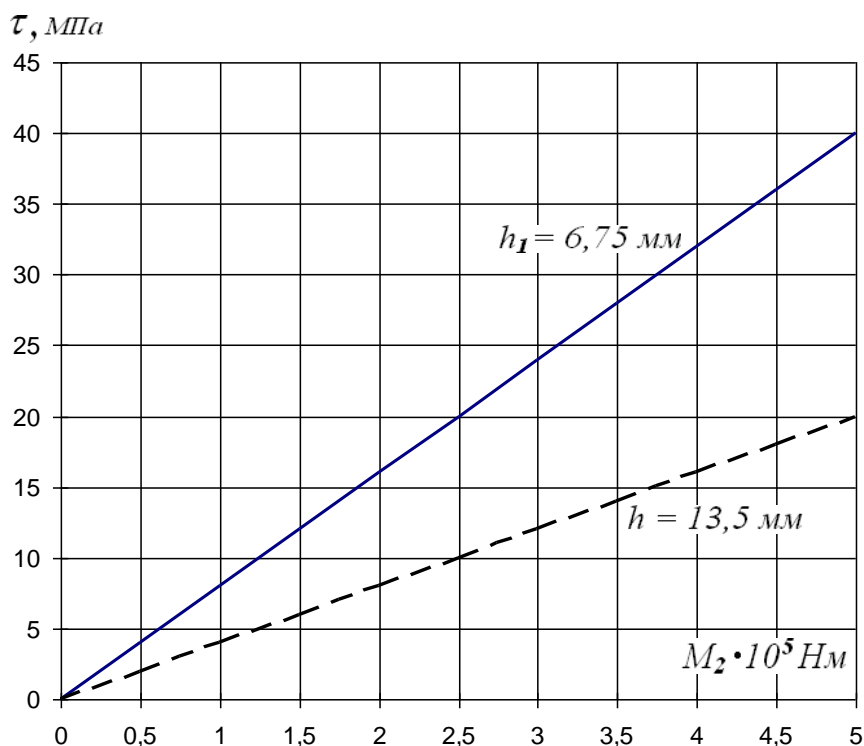


Рисунок 4.13 Розподіл дотичних напружень скруту в оболонці гнучкого колеса з номінальною товщиною стінки $h = 13,5 \text{ мм}$ і зменшеною вдвічі $h_1 = 6,75 \text{ мм}$, в залежності від величини обертового моменту M_2 .

4.3 Розрахунок деформованого стану гнучкого колеса методом скінчених елементів

Розрахункова схема гнучкого колеса представлена на рисунку 4.14. Радіальні зусилля, передаються гнучкому колесу з боку генератора хвиль по лінії їх контакту. Замінімо розподілене радіальне навантаження зосередженими силами P_0 відповідно до рисунка 4.15. З огляду на симетрії навантаження і деформації гнучкого колеса, обмежимося розрахунком однієї чверті останнього, розіб'ємо на кінцеві елементи. Кожен кінцевий елемент представляє частину циліндричної оболонки в плані прямокутної форми неоднакових розмірів, менших у контакті гнучкого колеса з генератором хвиль, великих – де контакт відсутній, відповідно до Рисунка 4.16. Вибір

кінцевих елементів обумовлений більш глибоким і точним аналізом зони контакту.

Початкові дані розрахункової моделі: номери кінцевих елементів, номери вузлів, їх координати, жорсткості кінцевих елементів, накладені зв'язки, величини навантажень прикладених у вузлах кінцевих елементів.

Результати розрахунку радіальних переміщень кінцевих елементів чверті гнучкого колеса хвильової передачі, наведені на рисунках 4.17 – 4.19.

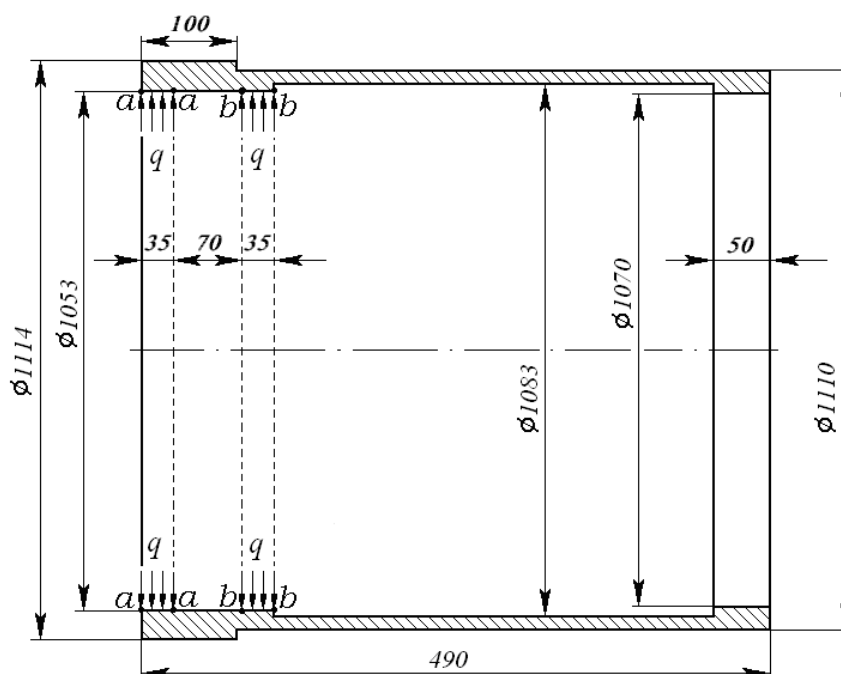


Рисунок 4.14 Розрахункова модель гнучкого колеса

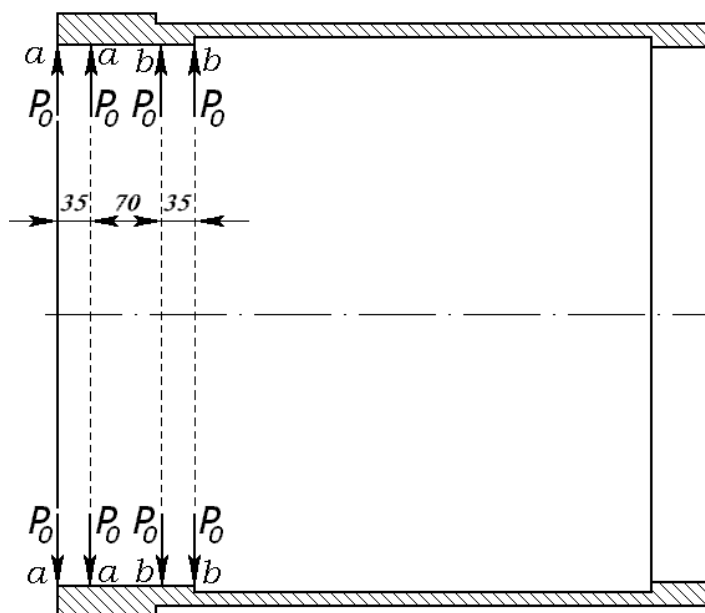


Рисунок 4.15 Модифікація розрахункової моделі гнучкого колеса

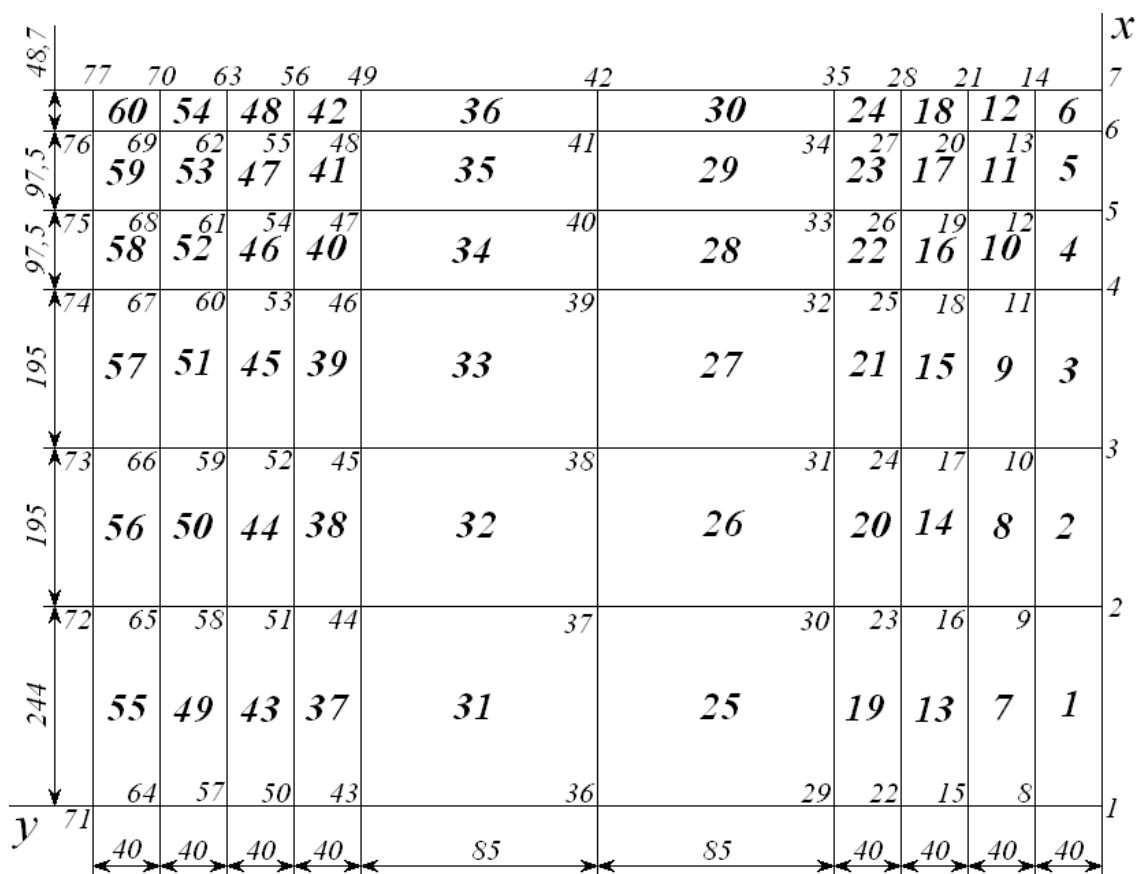


Рисунок 4.16 Маркувальна схема вузлів гнучкого колеса

З графіка радіальних переміщень (рис. 4.17) визначаємо, що радіальні деформації приймають максимальні значення у лівого вільного торця гнучкого колеса, в області вузла “77”, $\Delta = 2,01$ мм і в ортогональному напрямку, в області вузла “71”, $\Delta = -1,88$ мм. По мірі віддалення від вільного торця, зліва – направо, радіальні деформації зубчастого вінця гнучкого колеса монотонно спадають. Посередині зубчастого вінця (рис. 4.18), в області вузла “70”, $\Delta = 2,0$ мм і в ортогональному напрямку, в області вузла “64”, $\Delta = -1,85$ мм. З правого торця зубчастого вінця гнучкого колеса (рис. 4.19), в області вузла “63”, $\Delta = 1,86$ мм і в ортогональному напрямку, в області вузла “57”, $\Delta = -1,77$ мм.

Різниця максимальних деформацій по торцях зубчастого вінця складає $\delta_1 = 0,15$ мм і $\delta_2 = -0,11$ мм. Під навантаженням чисельні відмінності

максимальних деформацій по торцях зубчастого вінця гнучкого колеса δ_1 і δ_2 істотно зростають, що призводить до інтерференції і проскакування зубців у зачепленні.

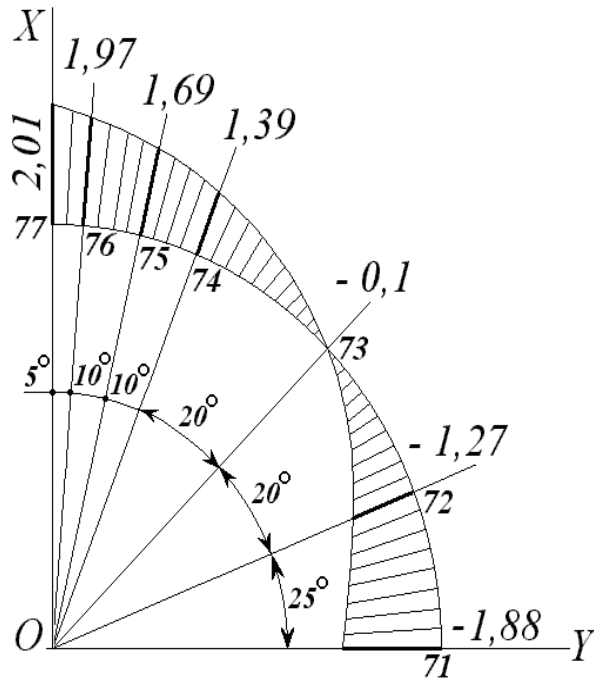


Рисунок 4.17 Радіальні переміщення лівого торця гнучкого колеса, мм

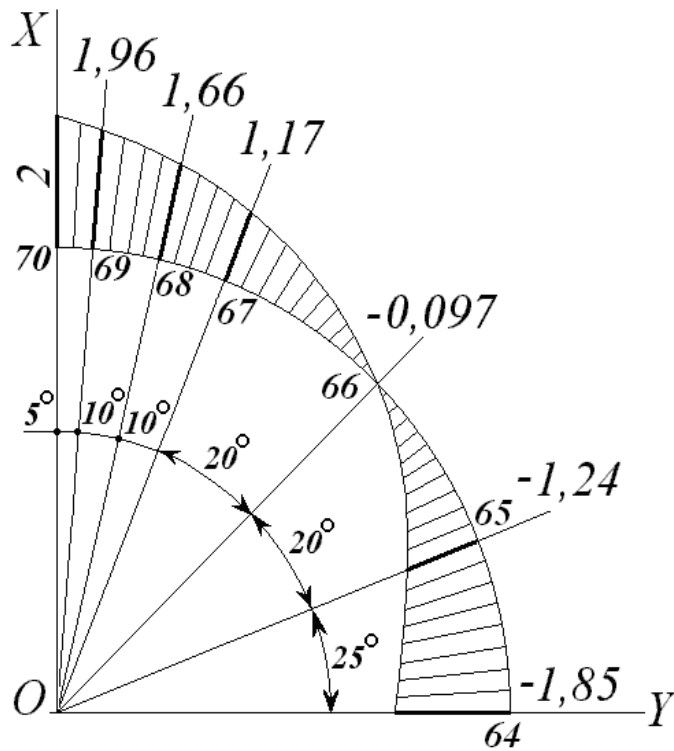


Рисунок 4.18 Радіальні переміщення межі контакту гнучкого колеса, мм

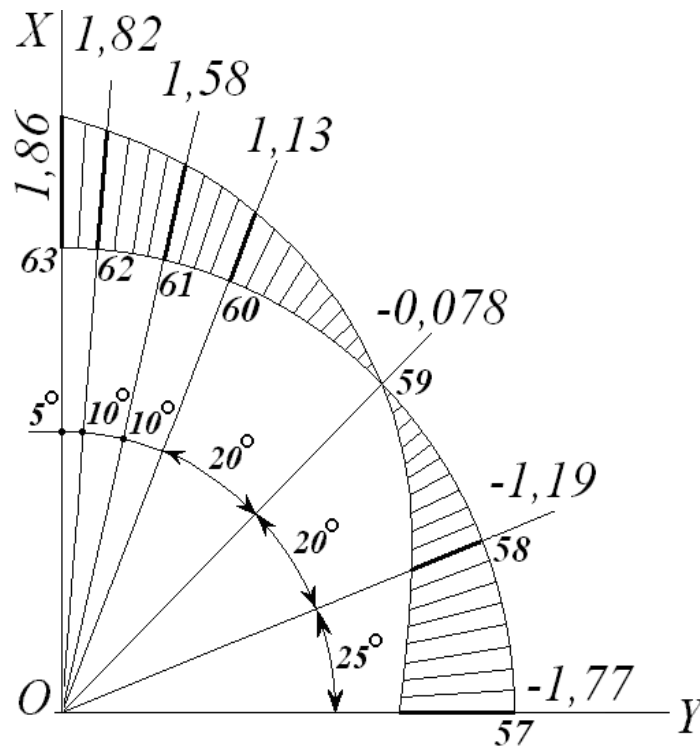


Рисунок 4.19 Радіальні переміщення правого торця гнучкого колеса, мм

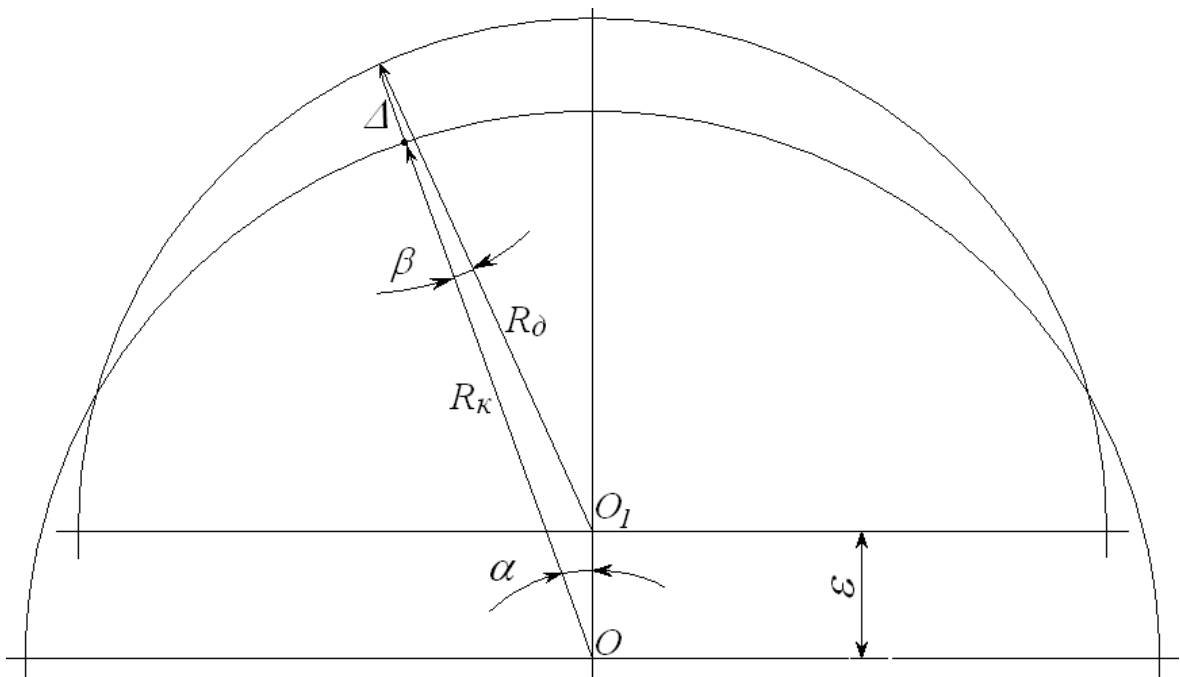


Рисунок 4.20 Схема сполучення дисків генератора хвиль з гнучким колесом

Важливим чинником, що впливає на навантажувальну здатність великої хвильової передачі є умова сполучення гнучкого колеса з дисками генератора хвиль. Визначимо, чи прилягає гнучке колесо до дисків генератора хвиль при холостому режимі роботи хвильового редуктора, для чого скористаємося

рисунком 4.20.

Введемо позначення:

$R_o = 538$ мм – радіус зовнішньої поверхні диска генератора хвиль;

$R_k = 544,26$ мм – радіус внутрішньої поверхні проставочного кільця, у розрахунку прийнятий в якості радіуса внутрішньої поверхні гнучкого колеса;

$\varepsilon = 8$ мм – ексцентриситет установки дисків генератора хвиль.

Відповідно до рисунка 4.20, встановимо значення геометричних параметрів

$$\beta = \arcsin \left(\varepsilon \frac{\sin \alpha}{R_o} \right), \quad (4.50)$$

$$\Delta = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \alpha} R_o - R_k. \quad (4.51)$$

Умова прилягання гнучкого колеса до дисків генератора хвиль при роботі хвильового редуктора без навантаження ($M_2 = 0$)

$$\Delta \geq W_\rho, \quad (4.52)$$

де W_ρ – радіальний прогин гнучкого колеса при холостому ході.

За формулами (4.50 – 4.51) виконаємо розрахунок умови (4.52) у вузлах 55, 54,...50 відхилених від максимальної деформації гнучкого колеса Δ_{max} на кут α :

1. $\alpha = 5^\circ$, $\beta = 0,075^\circ$, $\Delta = 1,76$ мм, $W_{\rho 55} = 1,96$ мм, $1,76$ мм < $1,96$ мм;
2. $\alpha = 15^\circ$, $\beta = 0,22^\circ$, $\Delta = 1,45$ мм, $W_{\rho 54} = 1,66$ мм, $1,45$ мм < $1,66$ мм;
3. $\alpha = 25^\circ$, $\beta = 0,36^\circ$, $\Delta = 1,02$ мм, $W_{\rho 53} = 1,17$ мм, $1,02$ мм < $1,17$ мм;
4. $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 0,6024^\circ$, $\Delta = -0,635$ мм, $W_{\rho 52} = -0,097$ мм, $-0,635$ мм < $-0,097$ мм;
5. $\alpha = 65^\circ$, $\beta = 0,772^\circ$, $\Delta = -2,93$ мм, $W_{\rho 51} = -1,24$ мм, $-2,93$ мм < $-1,24$

мм;

б. $\alpha = 90^\circ$, $\beta = 0,852^\circ$, $\Delta = -6,32$ мм, $W_{\rho 50} = -1,85$ мм, $-6,32$ мм $<$ $-1,85$ мм.

Результати розрахунку показують, що при роботі хвильового редуктора на холостому режимі, гнучке колесо не прилягає до сполучених поверхонь дисків генератора хвиль. Під навантаженням сполучення гнучкого колеса з дисками зазнає суттєвих змін. З підвищенням обертового моменту на вихідному валу хвильового редуктора M_2 , прилягання гнучкого колеса до дисків генератора хвиль зростає. При цьому зростають асиметричні деформації гнучкого колеса і перекіс відносно загальної осі хвильової передачі, що викликає інтерференцію та проскакування зубців у зачепленні.

Виконані дослідження дозволяють уточнити деформації гнучкого колеса під дією генератора хвиль, що необхідно для усунення інтерференції зубців і оптимізації співвідношення параметрів великих хвильових зубчастих передач.

На підставі отриманих результатів проведених досліджень встановлено, що визначальними є нормальні напруження σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , пов'язані з деформацією згину, стиску σ_{θ_1} – на внутрішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильової зубчастої передачі і розтягнення σ_{θ_3} – на зовнішній поверхні оболонки. При товщині оболонки ($h=13,5$ мм) нормальні напруження $\left(\sigma_{\theta_1}\right)_{\max} = -80$ МПа і $\left(\sigma_{\theta_3}\right)_{\max} = +85$ МПа. Максимальне значення дотичних напружень: $\tau_{\max} = 20$ МПа (рис. 4.13), при цьому максимальний обертовий момент становить $M_{2\max} = 5 \cdot 10^5$ Н·м.

При зменшенні товщини гнучкого колеса вдвічі ($h = 6,75$ мм), дотичні напруження скруту зростають до $\tau_{\max} = 40$ МПа, а згинальні напруження в результаті крайового ефекту зменшуються до значень того ж порядку. При

цьому максимальні напруження розтягнення і стиску рівні між собою за абсолютною величиною $\left(\sigma_{\theta_1}\right)_{\max} = -26 \text{ МПа}$, $\left(\sigma_{\theta_3}\right)_{\max} = +26 \text{ МПа}$.

Висновки до розділу 4.

1. Вплив крайового ефекту на напружений стан оболонки гнучкого колеса пов'язаний з напруженнями згину σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , величина яких знижується при зменшенні товщини оболонки.

2. Максимальні напруження, пов'язані з крайовим ефектом, виникають поблизу торця оболонки, який сполучається з зубчастим вінцем. Враховуючи фактор концентрації напружень, слід передбачити плавний перехід у сполученні оболонки гнучкого колеса з її зубчастим вінцем.

3. Розтяжні напруження σ_{θ} приймають максимальні значення в момент проходження великої осі генератора хвиль, максимальні стискаючі напруження σ_{θ} виникають в момент проходження малої осі генератора хвиль, при відхиленні на кут $40...45^\circ$ від великої осі генератора хвиль, нормальні напруження проходять через нульове значення.

4. Зниження максимальних значень нормальних напружень згину $\left(\sigma_{\theta}\right)_{\max}$ до рівня максимальних дотичних напружень скруту τ_{\max} , сприяє поліпшенню напружено-деформованого стану гнучкого колеса, що підвищує навантажувальну здатність на (20 ... 25) %, а також ресурс роботи високо навантажених хвильових редукторів.

5. З умови оптимізації товщини оболонки, необхідно мати мінімально допустиму жорсткість скруту при забезпеченні міцності, з урахуванням напружень крайового ефекту і дотичних напружень при передачі гнучким колесом обертального моменту.

6. Для зниження асиметричних деформацій гнучкого колеса і усунення перекосів відносно загальної осі хвильової передачі, необхідно збільшити

жорсткість гнучкого колеса в області його взаємодії з генератором хвиль. У великих хвильових редукторах це може бути досягнуто шляхом установлення проставочного кільця на внутрішній поверхні гнучкого колеса в області сполучення з дисковим генератором хвиль.

7. З метою вдосконалення конструктивних факторів гнучкого колеса за критеріями максимальної навантажувальної здатності і ресурсу роботи, рекомендується знизити товщину гнучкого колеса на (25 ... 30) %.

РОЗДІЛ 5

НАТУРНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ СТОСОВНО ПОТУЖНИХ ПРИВОДІВ МАШИН

5.1 Дослідження процесу взаємодії гнучкого колеса з генератором хвиль

Перспективним напрямком поліпшення показників маси і габаритів великих редукторів, при одночасному підвищенні їх навантажувальної здатності, є передачі, що задовольняють вимогам зниження габаритів, маси, енергетичних втрат, звукової потужності.

У важкій індустрії особливого значення набувають завдання підвищення якості, надійності, довговічності, ресурсу роботи, зниження габаритів і маси машин і обладнання. Технічні характеристики продукції важкого машинобудування безпосередньо пов'язані з міцнісними розрахунками несучих деталей і вузлів, достовірність яких визначається обґрунтованим урахуванням режимів роботи, умов навантаження, технологічних, експлуатаційних та інших чинників. Для об'єктивної оцінки міцності основних навантажених елементів конструкції хвильової передачі, необхідні знання характеру розподілу і величини навантаження в області контакту гнучкого колеса з генератором хвиль.

Актуальність досліджень полягає в оптимізації технічних характеристик великих хвильових редукторів на стадії проектування.

Експериментальні дослідження виконані в умовах важкого машинобудування. У якості дослідного зразка випробовувалася хвильова передача редуктора ВЗ–1120 згідно з рисунком В.1 механізму повороту пересувного міксеру МП–600АС на універсальному стенді з розімкненим силовим контуром згідно з рисунком В.2. Отримано експериментальні

значення розподілу навантаження, прикладеного до гнучкого колеса з боку дисків генератора хвиль, від положення головної осі, при різній величині обертального моменту на тихохідному валу хвильової передачі. Встановлено характер залежності вислідної сили, що діє на диски генератора хвиль з боку гнучкого колеса, від величини обертального моменту на тихохідному валу хвильового редуктора.

Гнучке колесо 1 під дією генератора хвиль деформується і приймає задану овальну форму, завдяки чому здійснюється безперервна хвилеподібна передача обертального руху між співвісними валами хвильової передачі [124] відповідно до рисунка 5.1.

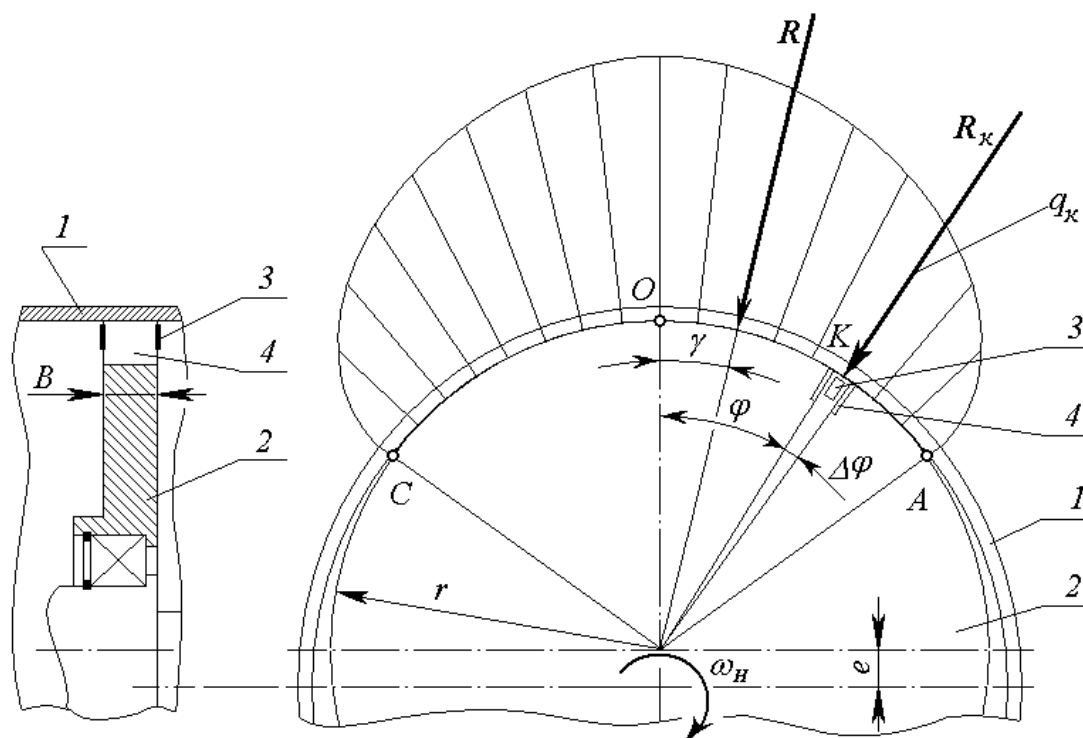


Рисунок 5.1 Розрахункова модель взаємодії генератора хвиль з гнучким колесом 1, 2 – диск генератора хвиль, 3 – тензорезистор 2ФКПА, 4 – паз.

Дія генератора хвиль і обертального моменту M_2 викликають складний напружений стан гнучкого колеса [204]. Для оцінки навантажень на генератор хвиль і встановлення напружено-деформованого стану гнучкого колеса, необхідно встановити величину і характер зміни силових факторів в області взаємодії генератора хвиль з гнучким колесом [150, 154, 193, 194,

202]. Генератор хвиль досліджуваної хвильової передачі складається з трьох дисків 2 однакового радіуса r встановлених з ексцентриситетом e на швидкохідному валу [149]. Тиск на гнучке колесо визначається за допомогою тензорезисторів 3, наклеєних симетрично з двох сторін на кожен з дисків генератора згідно з Рисунком В.3. Місце наклейки тензорезисторів відокремлено наскрізними прямолінійними пазами 4 відповідно до рисунка 5.1. Обидва тензорезистори з'єднуються послідовно і включаються в одне робоче плече напівмосту тензопідсилювача [101]. Сигнал від тензорезисторів реєструється при обертанні генератора хвиль з частотою $n_1 = 5$ об./хв.

Тарування тензорезисторів виконується аналізом радіальних сил R_1, R_2, \dots, R_k , вимірюваних за допомогою динамометра, пов'язаного з виділеною пазами 4 областю диска 2 установки тензорезисторів 3, і відповідних даних тензометрії.

Обчислимо питомий тиск q_k , Н/град, на диск з боку гнучкого колеса

$$q_k = \frac{R_k}{\Delta\varphi}. \quad (5.1)$$

Для встановлення характеру розподілу навантаження q_k відносно положення великої осі генератора хвиль, на графіку згідно з рисунком 5.2 ставиться позначка моменту суміщення великої осі генератора хвиль з радіальною прямою, що проходить через середину локалізованої ділянки диска – місця встановлення тензорезисторів відповідно до рисунка В.3. Технічне виконання полягає в встановленні контактів на радіальних напрямках, що проходять через середину локалізованого елемента диска і максимальний радіус генератора хвиль (на ексцентриковий вал). Момент замикання контактів фіксується імпульсом на осцилограмі, що відповідає куту повороту генератора хвиль $\varphi = 0$. Відхилення встановлення контактів від заданого положення не повинні перевищувати $\pm 3^\circ$.

На підставі результатів питомого нормального тиску q_k отриманих відповідно до формули (5.1), будується вертикальна шкала, де кутова

координата φ_k згідно з рисунком 5.2 відраховується по горизонталі

$$\varphi_k = \pi \frac{OK}{l}. \quad (5.2)$$

Додатне значення кута φ_k прийнято від максимальної осі генератора хвиль в сторону його обертання ω_H . Напрямок протягування стрічки осцилографа позначено V згідно з рисунком 5.2. За результатами обчислень за формулами (5.1) і (5.2) будуються криві розподілу тиску q на дузі контакту диска генератора хвиль з гнучким колесом для різних обертальних моментів M_2 відповідно до рисунка 5.3.

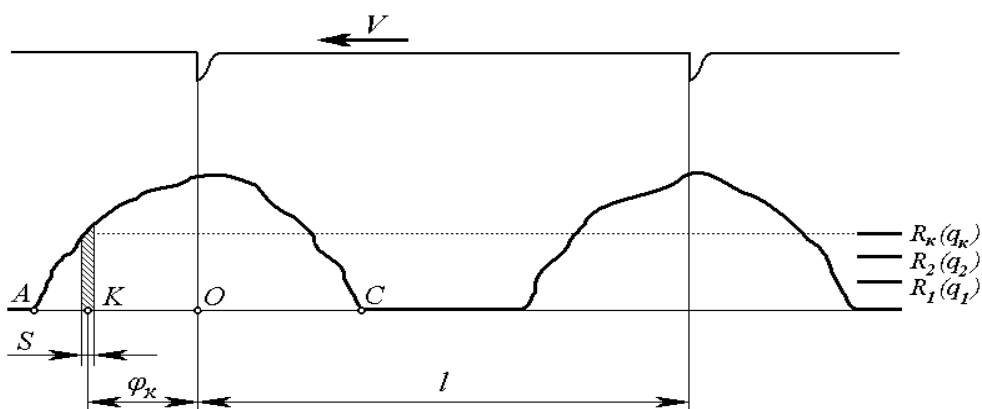


Рисунок 5.2 Графік тисків гнучкого колеса на диск генератора хвиль

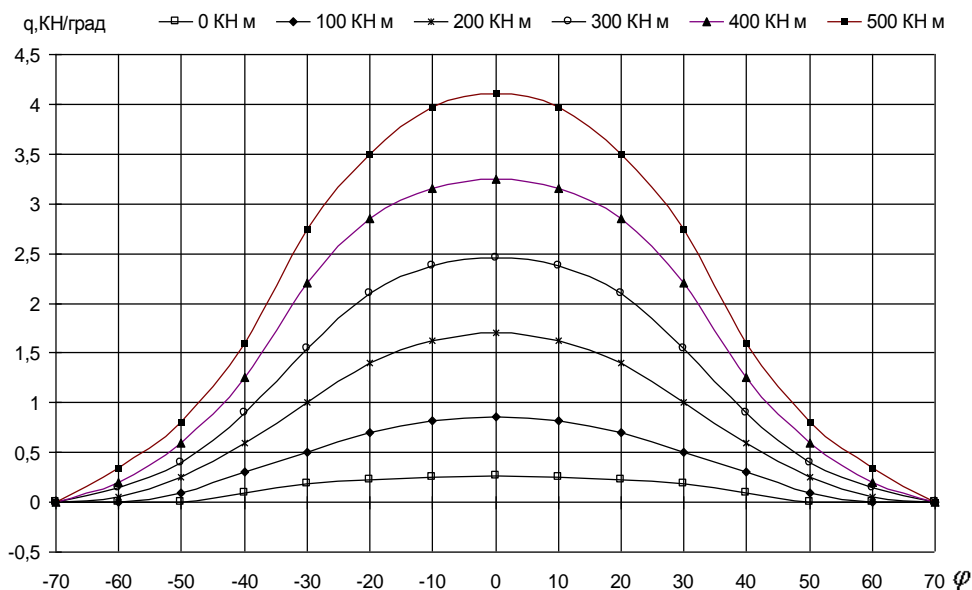


Рисунок 5.3 Залежність розподілу навантаження q прикладеного до гнучкого колеса з боку дисків від положення головної осі генератора хвиль і величини навантажувального моменту $M_2 = (0, 100, 200, \dots, 500)$ кН·м.

За графіками обчислюється радіальне навантаження R , діюче на гнучке колесо з боку диска генератора хвиль, а також кут γ між вислідним вектором і великою віссю генератора хвиль. Вислідна сила R дорівнює сумі проєкцій елементарних сил на вісь, що збігається з вектором \bar{R} . Для цього розбивають горизонтальну вісь на відрізки S , кожен з яких відповідає значенню деякого кута φ_k .

Далі знаходять середнє значення навантаження q_k на виділеному відрізку S , за допомогою отриманого значення навантаження q_k обчислюють вислідну силу R , що діє на диск генератора хвиль з боку гнучкого колеса

$$R = \sum_{k=1}^n q_k S \cdot \cos(\varphi_k - \gamma) = S \sum_{k=1}^n q_k \cdot \cos(\varphi_k - \gamma). \quad (5.3)$$

Кожне значення q_k визначається як середньоквадратична величина декількох даних, отриманих з ряду осцилограм для одного і того ж виміру кута φ_k [41]. Встановимо кутову координату γ , що визначає положення точки прикладання вислідної сили R до диску генератора хвиль

$$\gamma = \frac{\sum_{k=1}^n q_k \sin \varphi_k}{\sum_{k=1}^n q_k \cos \varphi_k} = \frac{\sum_{k=1}^n q_k \varphi_k}{\sum_{k=1}^n q_k}. \quad (5.4)$$

За результатами обчислень вислідної сили R (5.3) і кутової координати γ (5.4) будується графік відповідно до рисунка 5.4 зміни радіальної сили R в залежності від переданого обертового моменту M_2 . Значення радіальної сили R і кутової координати її прикладання γ можна обчислити за допомогою графіка на рисунку 5.2. Для цього необхідно розбити відрізок AC на ряд (25...30) рівних частин (точками K). У кожній такій точці необхідно провести відповідну вертикальну лінію Y_k . З рівнянь (5.1) і (5.2) підставити отримані значення у вираз (5.3) і визначити шукані величини:

$$R = m \sum_{k=1}^n Y_k \cdot \cos\left(\pi \frac{OK}{l} - \gamma\right), \quad \gamma = \frac{\pi}{l} \cdot \frac{\sum_{k=1}^n Y_k \cdot OK}{\sum_{k=1}^n Y_k}. \quad (5.5)$$

де m – масштабний коефіцієнт, який визначається при таруванні.

Експериментально отримано розподіл нормального навантаження, що діє в області контакту гнучкого колеса з дисками генератора хвиль, в залежності від положення головної осі хвильової передачі, для різних значень переданого обертового моменту M_2 .

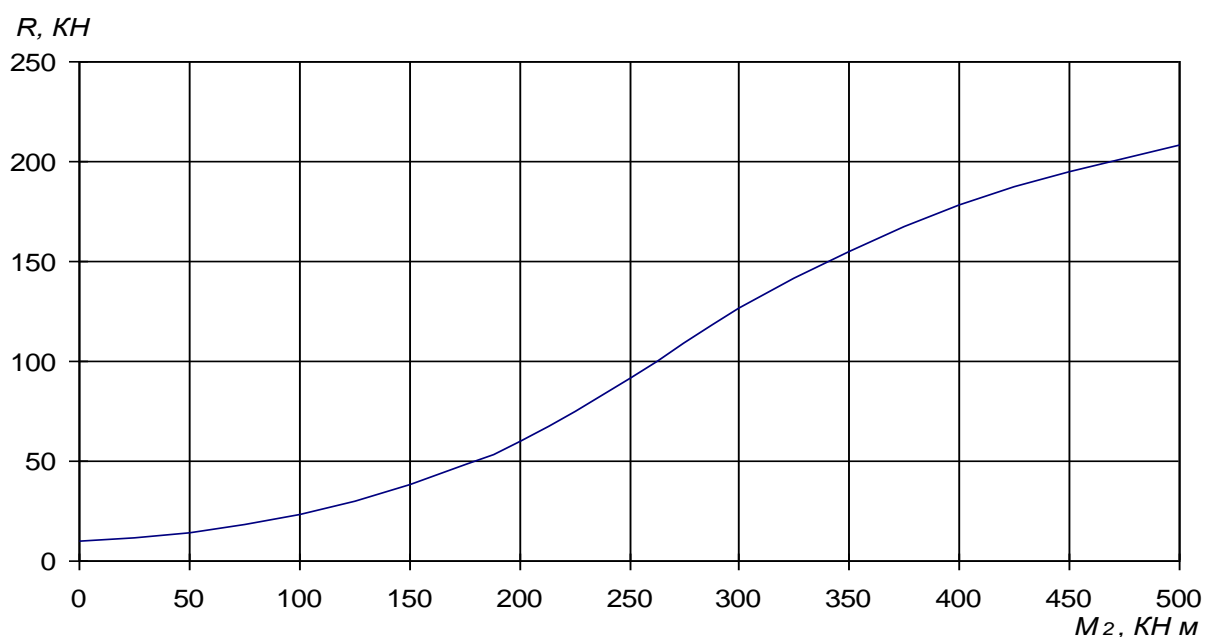


Рисунок 5.4 Залежність радіальної сили R , що діє на диск генератора хвиль від величини обертового моменту M_2 на тихохідному валу

В процесі обробки осцилограм переміщень локалізованих елементів дисків, використовувалися середньоквадратичні значення показань тензорезисторів, змонтованих на локалізовані елементи трьох дисків генератора хвиль. Показання тензорезисторів на дисках знімалися одночасно, при однаковому значенні кута φ_k для кожного з дисків. Регулювання навантаження, обертового моменту M_2 , для досліджуваної хвильової передачі здійснювалося поступово.

Отримані результати експериментальних досліджень силових факторів в області взаємодії дисків генератора хвиль з гнучким колесом дозволили встановити характер розподілу нормального навантаження, що діє на гнучке колесо з боку генератора хвиль, а також визначити залежність радіальної сили R , що діє на диск генератора хвиль, від величини обертового моменту M_2 на тихохідному валу.

5.2 Дослідження напружено-деформованого стану гнучкого колеса

Експериментальні дослідження проводилися на хвильовому редукторі ВЗ-1120А рудорозмельного млина МГР5500×7500. Напружено-деформований стан оболонки гнучкого колеса визначався експериментально електротензометрією. Використовувалися фольгові малобазисні одноелементні і багатоелементні тензорезистори типу 2ФКТК і ФК-РБ, що володіють кращими метрологічними властивостями, високою стабільністю і надійністю вимірів.

Тензорезистори монтувалися на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса уздовж двох діаметрально протилежних твірних на відстані X : 15 мм, 30 мм, 50 мм, 70 мм, 135 мм, 200 мм, 265 мм, 330 мм від задньої крайки зубчастого вінця згідно з рисунком 5.5. У кожній точці дослідження напружено-деформованого стану оболонки, тензорезистори монтуються таким чином, що їх осі збігаються з напрямом твірної (осі X), окружним напрямком θ ортогональним до осі X , і під кутом 45° до осі X і окружному напрямку θ . Тензорезистори, що змонтовані на оболонці гнучкого колеса, герметизуються комбінованим синтетичним покриттям відносно масляної ванни хвильового редуктора згідно з рисунком В.4 [7].

Осцилографія деформованого стану гнучкого колеса відбувалася при частоті обертання ведучого вала $1,667 \text{ с}^{-1}$ і обертових моментах

$M_2 = (0,2; 0,5; 1,5; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. За результатами вимірювань визначено три дискретні компоненти напружень на зовнішній поверхні оболонки по довжині гнучкого колеса: нормальні напруження σ_X – уздовж твірної, σ_θ – в окружному напрямку і σ_{45° – під кутом 45° до напрямів X і θ , та внесені до Таблиці В.1 – В.6. Результати тензометрії гнучкого колеса хвильового редуктора В3–1120А представлені графічно на Рисунках 5.6 – 5.11. Аналіз результатів експериментальних досліджень вказує на незначність напружень σ_X і σ_{45° мало змінних від дії навантажувального моменту M_2 . Визначальними з точки зору міцності оболонки є нормальні напруження σ_θ .

Нормальні напруження σ_θ зростають в 1,5...2,15 рази зі збільшенням навантажувального моменту M_2 від $0,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При віддаленні точок від зубчастого вінця радіальні деформації оболонки, викликані генератором хвиль, згасають, знижується величина колових зусиль σ_θ від максимальних значень $\sigma_{\theta \max}$ у зубчастого вінця до мінімальних значень $\sigma_{\theta \min}$ поблизу шліцьового вінця. У вимірюваному інтервалі по довжині оболонки $X_0 = 15 \text{ мм}$, $X_{\max} = 330 \text{ мм}$, максимальні розтяжні напруження σ_θ зменшуються в 3,25...5,1 разів, максимальні напруження стиску σ_θ зменшуються в 1,7...4,8 разів. Розтяжні напруження σ_θ приймають максимальні значення в момент проходження великої осі генератора хвиль, максимальні стискаючі напруження σ_θ виникають в момент проходження малої осі генератора хвиль. При відхиленні від великої осі генератора хвиль на кут $40...45^\circ$ нормальні напруження проходять через нульове значення.

Порівняльний аналіз розрахункових даних з експериментальними дає задовільну збіжність отриманих результатів. Розбіжності отриманих даних теоретичних і експериментальних досліджень напружено-деформованого

стану гнучкого колеса хвильової передачі не перевищують 6%, що свідчить про достовірність результатів виконаних досліджень.

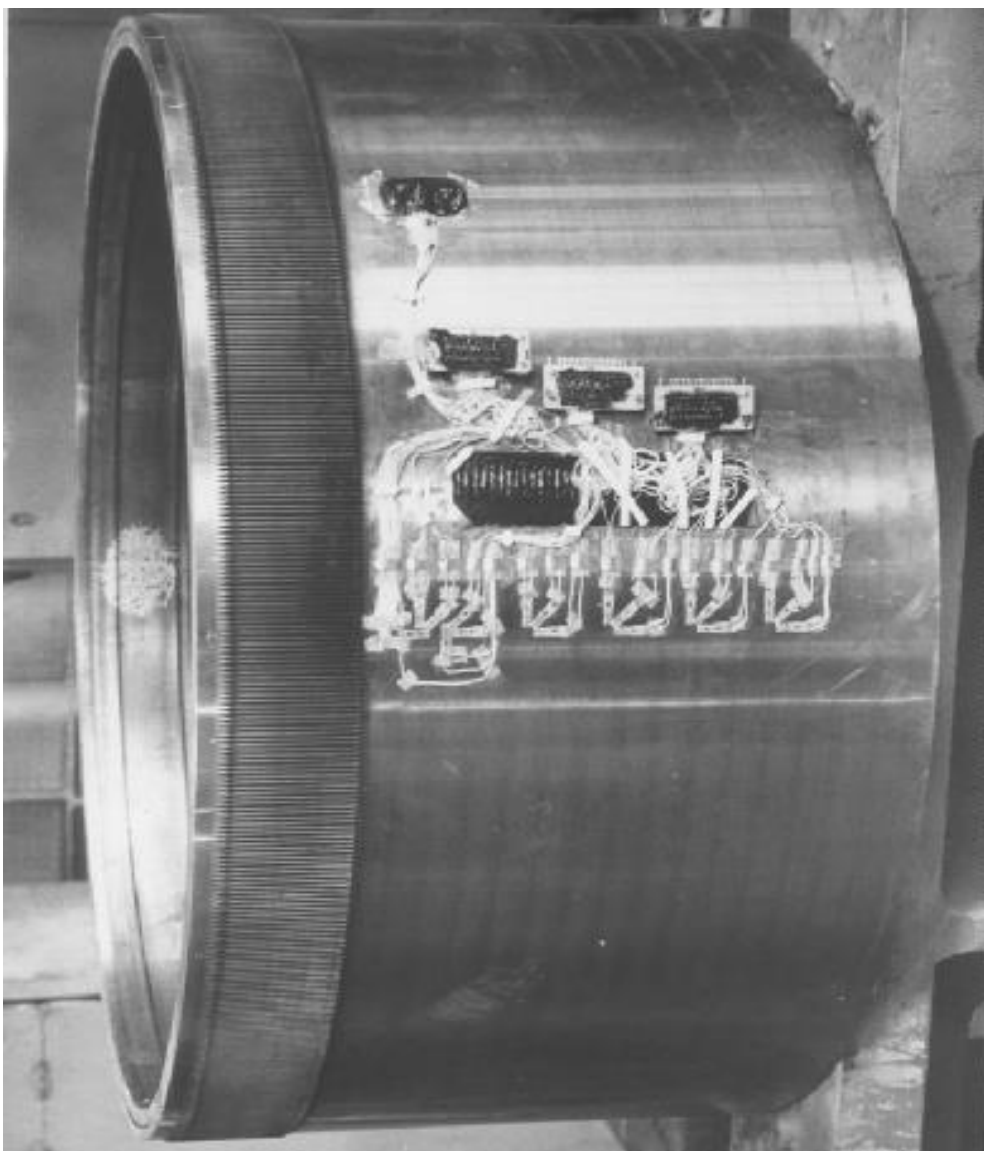


Рисунок 5.5 Гнучке колесо хвильового редуктора ВЗ–1120А з тензорезисторами.

Виконані дослідження дозволяють уточнити деформації гнучкого колеса під дією генератора хвиль, що необхідно для усунення інтерференції зубців і оптимізації співвідношення параметрів великих хвильових зубчастих передач. На підставі отриманих результатів виконаних досліджень, з метою вдосконалення конструктивних факторів гнучкого колеса за критеріями навантажувальної здатності і ресурсу роботи, рекомендовано знизити

товщину гнучкого колеса на 25 ... 30 %.

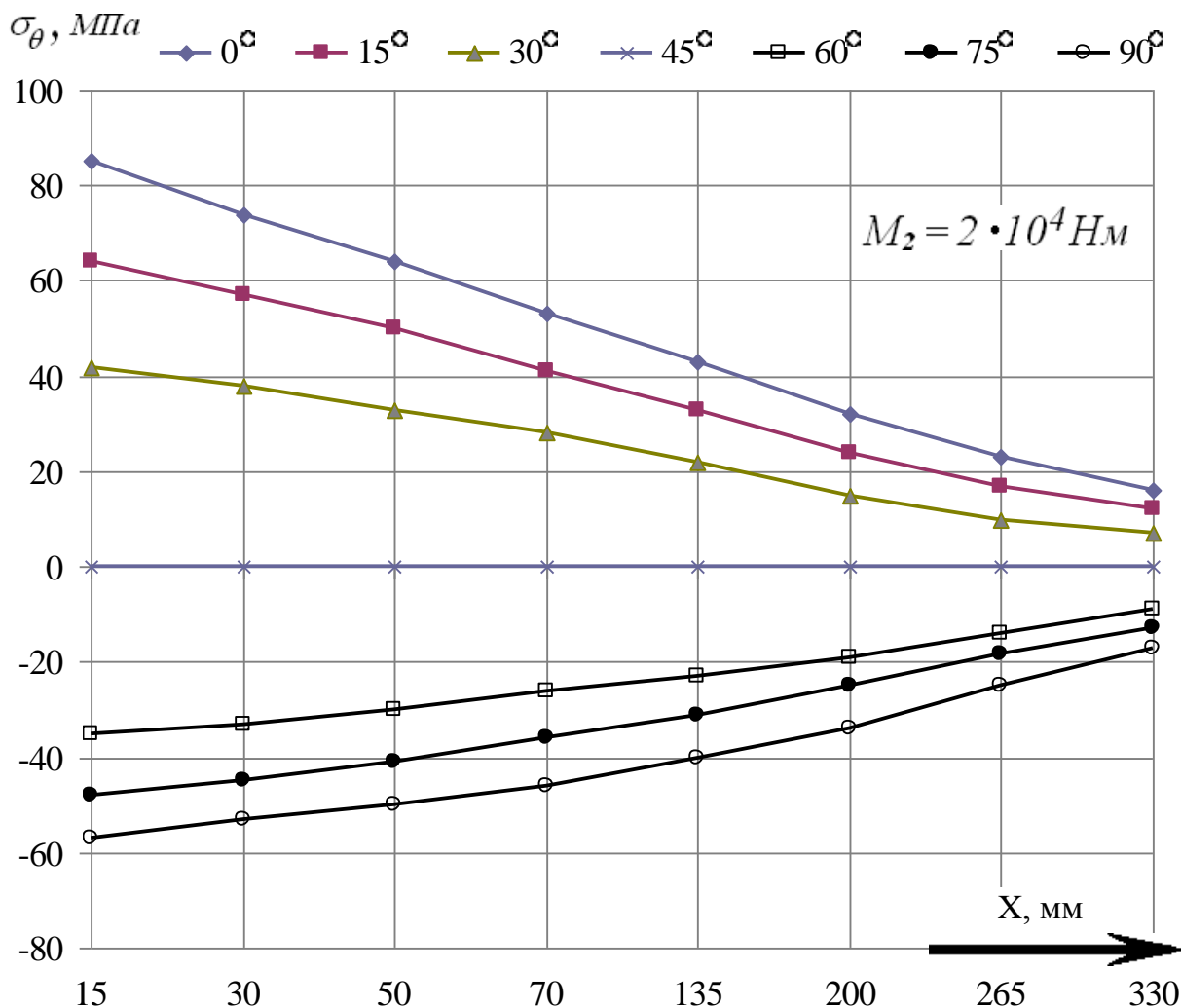


Рисунок 5.6 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ–1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500, обсягом 160 м³, масою завантаженої руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертовому моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати отримані методом тензометрії

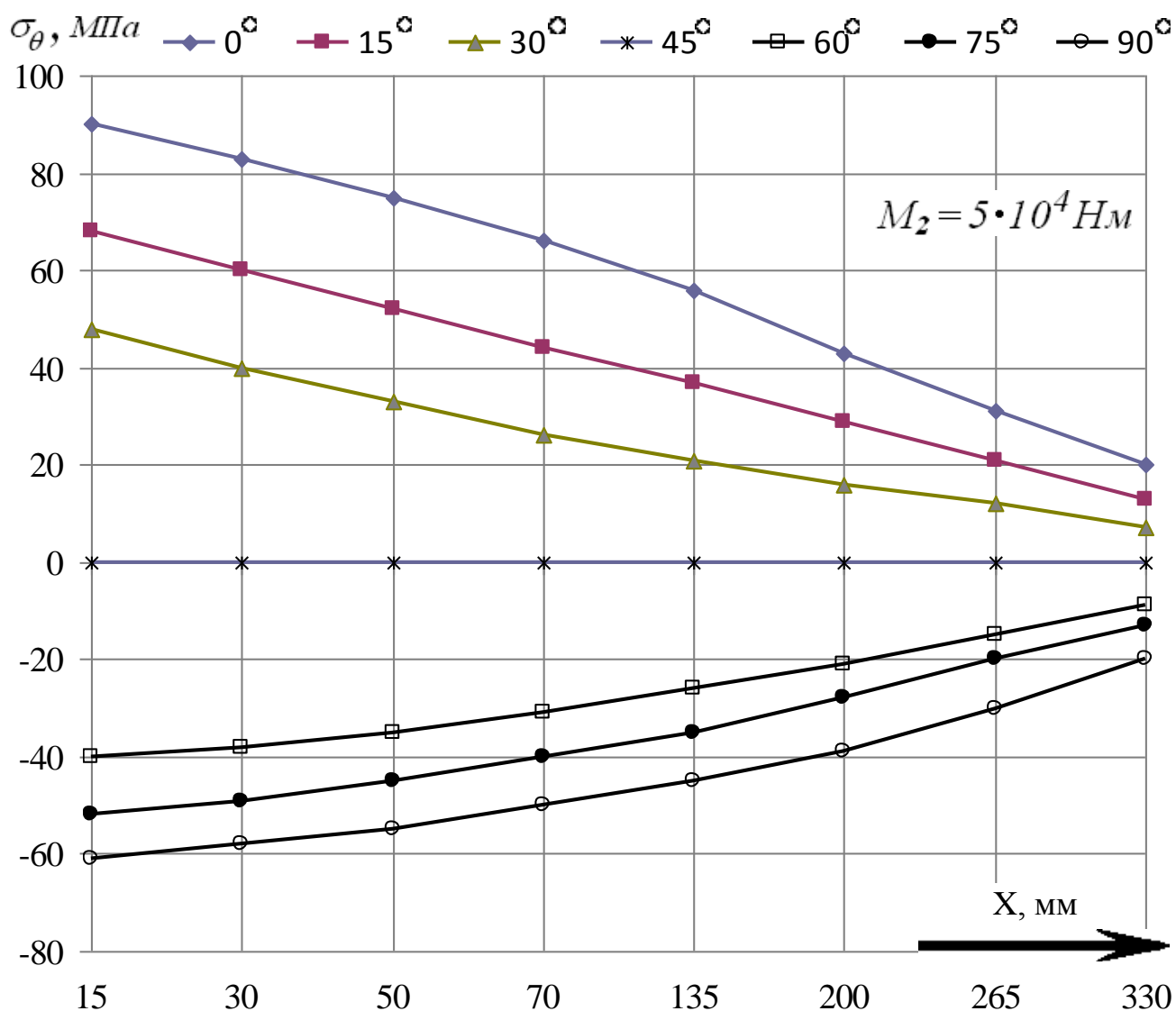


Рисунок 5.7 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ-1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500, обсягом 160 м³, масою завантаженої руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при різних фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертальному моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати отримані методом тензометрії

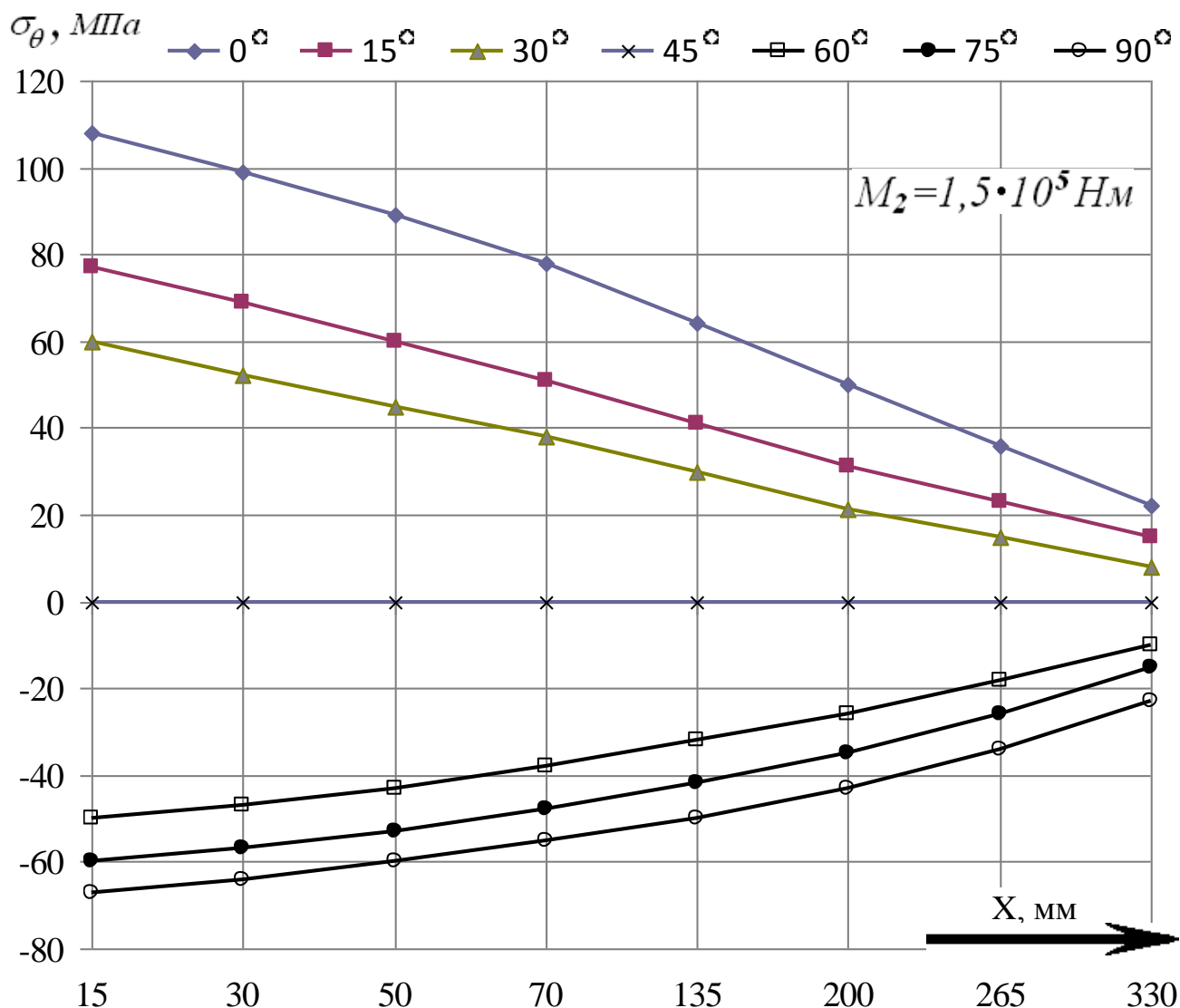


Рисунок 5.8 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ–1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500, обсягом 160 м³, масою завантаженої руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при різних фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертальному моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати отримані методом тензометрії.

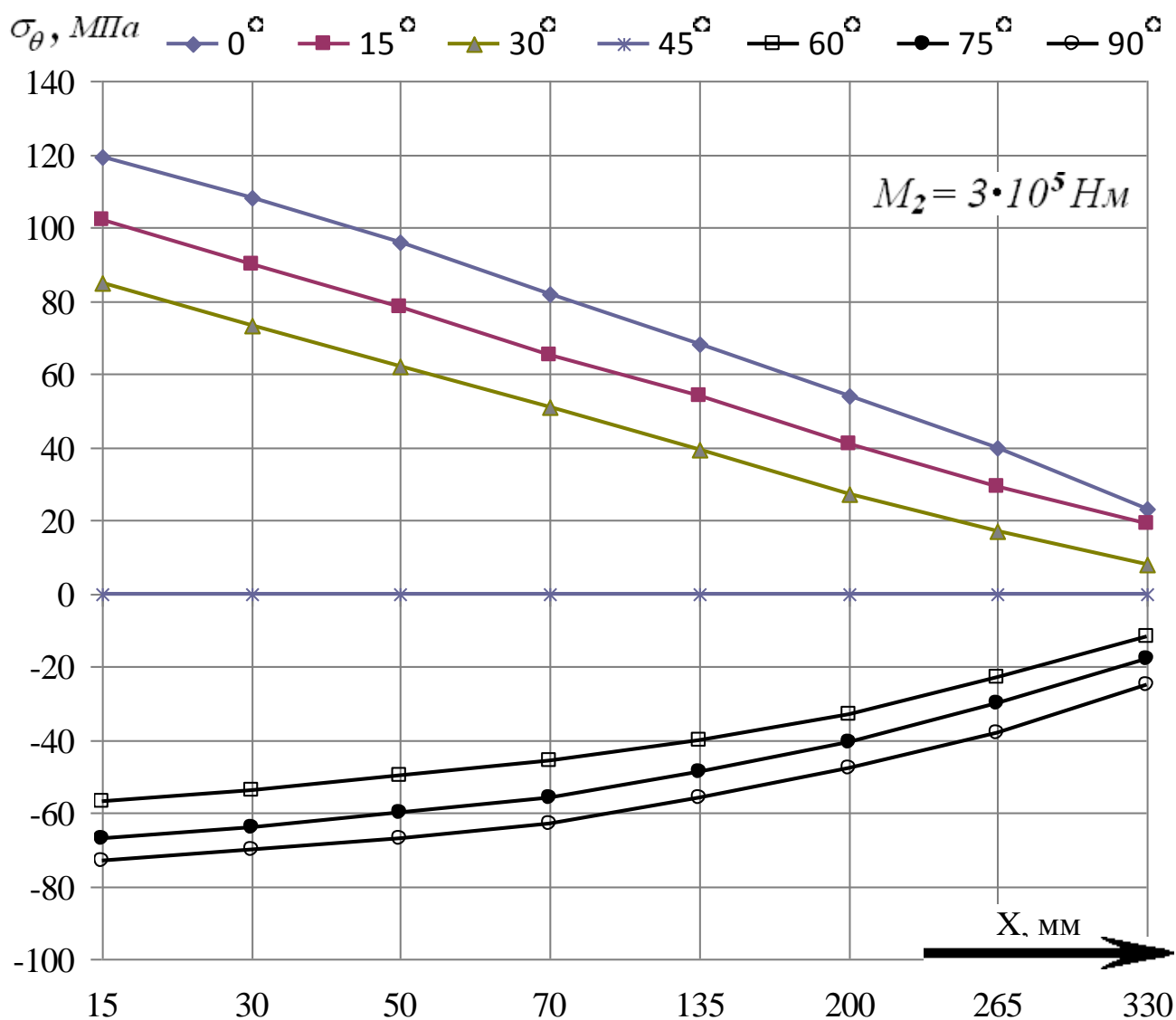


Рисунок 5.9 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ-1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500 обсягом 160 м³, масою завантаженої руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при різних фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертовому моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати отримані методом тензометрії.

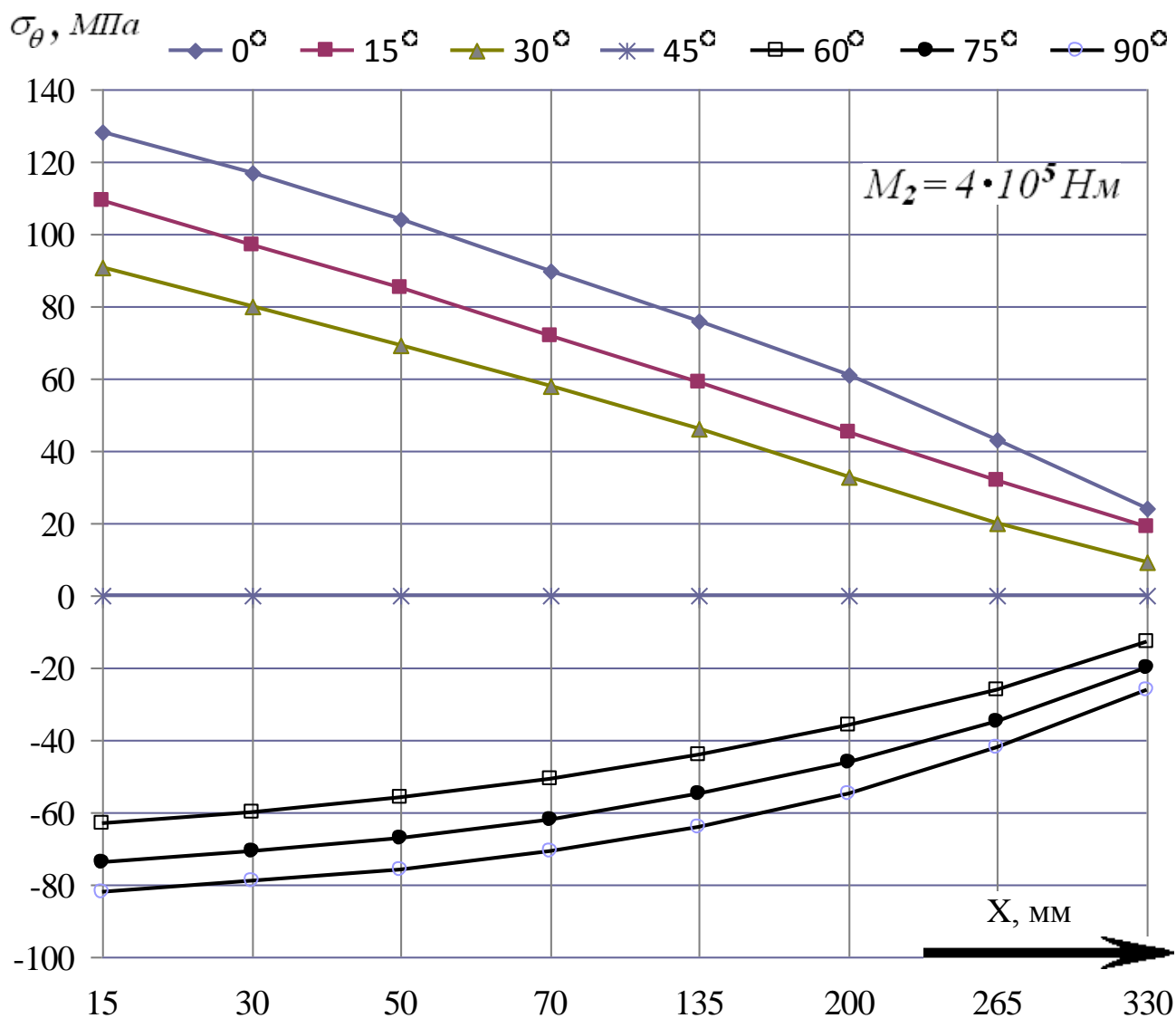


Рисунок 5.10 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ-1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500, обсягом 160 м³, масою завантажуваної руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при різних фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертальному моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 4 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати отримані методом тензометрії.

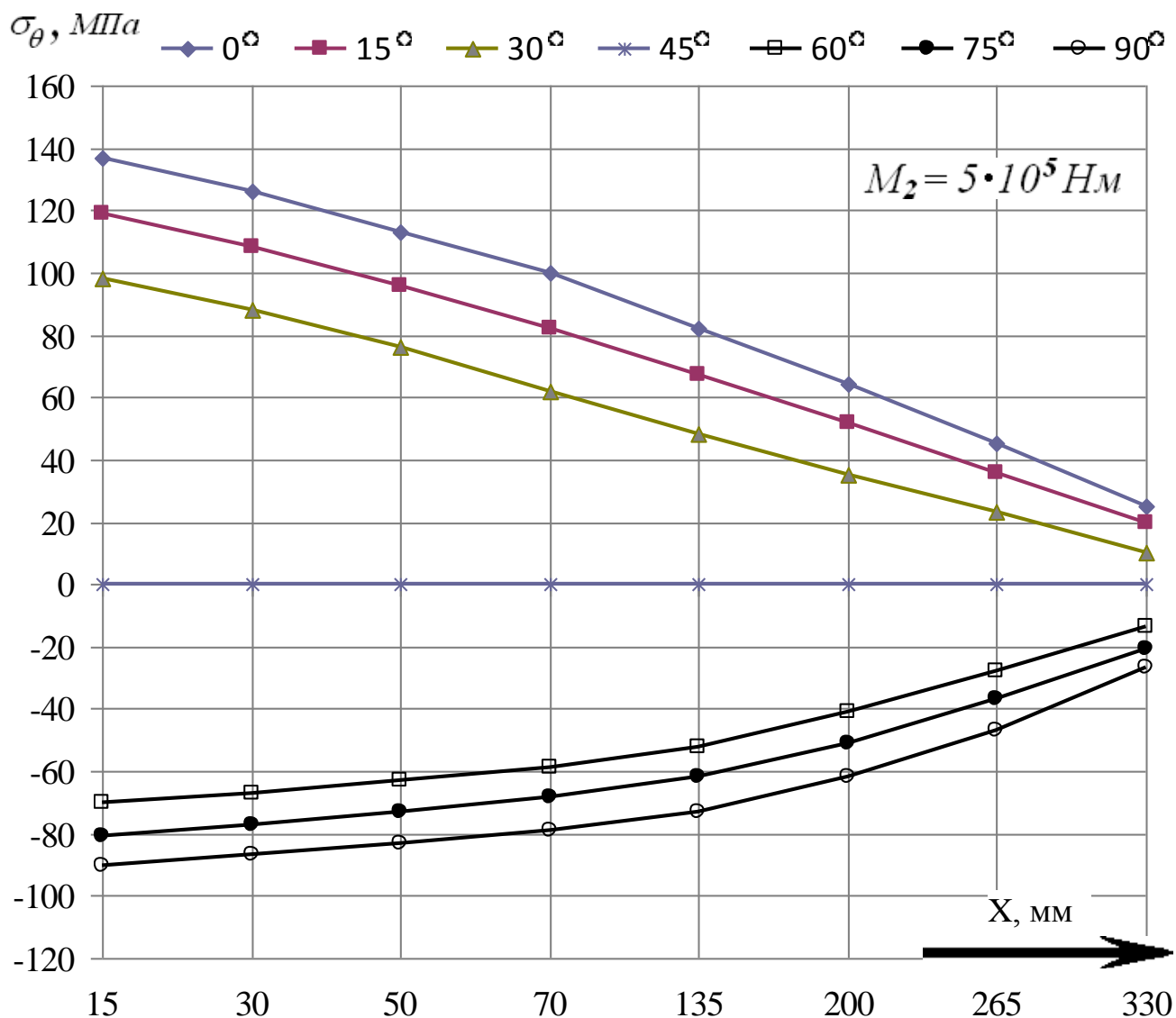


Рисунок 5.11 Окружні напруження σ_θ (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ–1120А рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500, обсягом 160 м³, масою завантаженої руди 220 т, в залежності від відстані X до зубчастого вінця, при різних фіксованих значеннях кута θ відхилення точки виміру відносно великої осі генератора хвиль $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$, при постійному обертовому моменті на тихохідному валу хвильового редуктора $M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

5.3 Експериментальні дослідження ККД ВГХЗП в складі редукторів потужних приводів

Механічний привід здійснює функціональний зв'язок двигуна з робочими органами машини, перетворюючи кінематичні і силові параметри приєднаних ланок до заданих величин. Процес супроводжується втратою механічної енергії, відносна величина якої служить важливою технічною характеристикою якості механічного приводу [57].

Один з головних вузлів механічного приводу являє собою редуктор, що приводить у відповідність частоту обертання двигуна з кінематикою виконавчого механізму. Втрати в механічних приводах порівнянні з загальними енергетичними втратами машинних агрегатів і технологічного обладнання відповідно до рисунків В.5 і В.6. Продукція важкого машинобудування має, як правило, великі одиничні потужності, тому питання про енергетичні втрати в редукторах набуває особливої актуальності. Він фокусує значну частину непродуктивних енергетичних витрат, і в зв'язку з цим – фінансові витрати, а також особливі технічні вимоги, пов'язані зі стійкістю режимів роботи і мастила, зносом, охолодженням і відведенням тепла.

ККД і температурний режим роботи хвильових редукторів В3-1120А заміни футерування рудорозмельного млина МГР5500×7500 і В3-1120 повороту пересувного міксера МП–600АС, відповідно до таблиці В.7, визначалися експериментально, при різних режимах навантаження. Дослідження редуктора В3-1120 проводилися на універсальному стенді показаному на рисунку В.2 [178], що включає: тиристорний агрегат, порошкове електрогальмо, мультиплікатор, два електродвигуна з тахогенераторами, досліджуваний редуктор. Параметри комплектуючих вузлів наведені у таблиці В.8. Навантажувальний момент M_2 забезпечується порошковим гальмом ТЕП 4500-У1 через мультиплікатор з передатним

відношенням $U_M = 0,03322$.

Ресурсні випробування редукторів ВЗ-1120 проводилися на стенді з зустрічними силовими потоками, де один редуктор працює в нормальному режимі, а інший в режимі мультиплікації, для чого тихохідні вали досліджуваних редукторів з'єднані зубчастої муфтою, як показано на рисунку В.7. Зустрічні силові потоки забезпечують стійку роботу стенду в широкому діапазоні навантажувальних режимів, з можливістю рекуперації електроенергії. Це знижує енергетичні витрати і виключає потребу в охолоджуючих пристроях.

Дослідження редуктора ВЗ-1120А проводилися на стенді з розімкненим силовим контуром згідно з рисунком В.8. Ведений вал редуктора з'єднаний з порошковим гальмом через мультиплікатор. Тиристорний агрегат в комплекті з системою управління забезпечує плавне регулювання частоти обертання ω_1 .

5.4. Дослідження силових параметрів (температурних)

Викладено результати експериментальних досліджень енергетичних втрат і ККД великих хвильових редукторів, розроблені технічні рекомендації щодо підвищення ефективності редукторів. Нижче представлено:

- аналіз силових і кінематичних факторів, що впливають на втрати енергії в хвильових передачах;
- визначення експериментальних залежностей ККД хвильових редукторів від експлуатаційних характеристик;
- розробка рекомендацій щодо зниження енергетичних втрат у вищих кінематичних парах передач з пружними ланками в зачепленні.

ККД редукторів ВЗ-1120А і ВЗ-1120 вимірювалися при східчастій зміні частоти обертання генератора хвиль $n_1 = (50; 100; 250; 500; 750)$ об/хв., і навантажувальних моментах $M_2 = (0,2; 0,5; 1,0; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5$ Н·м

відповідно до рисунка В.9. За результатами випробувань побудовані залежності ККД редукторів В3-1120А і В3-1120 від величини навантажувального моменту M_2 згідно з рисунком 5.12.

При навантаженні $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м, ККД редукторів мають мінімальні значення, наведені в таблицях 5.1 та 5.2. Зі зростанням навантаження до $M_2 = (2,5 \dots 3) \cdot 10^5$ Н·м, ККД редукторів підвищуються, а при $M_2 \geq (2,5 \dots 3) \cdot 10^5$ Н·м – починають падати, що зображено на рисунках 5.12 – 5.14. З підвищенням величини навантажувального моменту M_2 знижується відсоток втрат холостого ходу в загальних втратах хвильового редуктора [144, 151], що сприяє зростанню його ККД. Зниження нерівномірності навантаження по довжині зубців при деякому підвищенні навантажувального моменту M_2 , знижує втрати в зубчастому зачепленні і підвищує ККД хвильових редукторів [159].

Таблиця 5.1 ККД великих хвильових зубчастих редукторів при різних значеннях навантажувального моменту M_2 і проставочних кільцях зі сталі та бронзи.

Редуктор	Матеріал проставочного кільця	ККД редуктора при $n_1 = 100$ об/хв.			
		Навантажувальний момент M_2 , $\cdot 10^5$ Н·м			
		0,2	2,5	3,0	5,0
млин	сталь	0,818	0,896	0,900	0,880
	бронза	0,840	0,917	0,920	0,902
міксер	сталь	0,800	0,886	0,885	0,859
	бронза	0,824	0,913	0,911	0,888

Таблиця 5.2 ККД хвильових редукторів з проставочними кільцями з бронзи при різних значеннях частоти обертання генератора хвиль n_1 і навантаження

M_2

Частота обертання генератора хвиль n_1 , об/хв.	ККД редуктора					
	млин			міксер		
	Навантажувальний момент $M_2, \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$					
	0,2	3,0	5,0	0,2	2,5	5,0
50	0,846	0,925	0,908	0,830	0,918	0,894
100	0,840	0,920	0,902	0,824	0,913	0,888
250	0,836	0,913	0,895	0,820	0,908	0,880
500	0,834	0,908	0,890	0,816	0,904	0,874
750	0,832	0,906	0,886	0,813	0,900	0,870

Зі збільшенням навантаження до M_2 до $(2,5...3)\cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і більше, підвищується деформація гнучкого колеса, що викликає інтерференцію на вході зубців у зачеплення, ростуть енергетичні втрати в зубчастому зачепленні і генераторі хвиль.

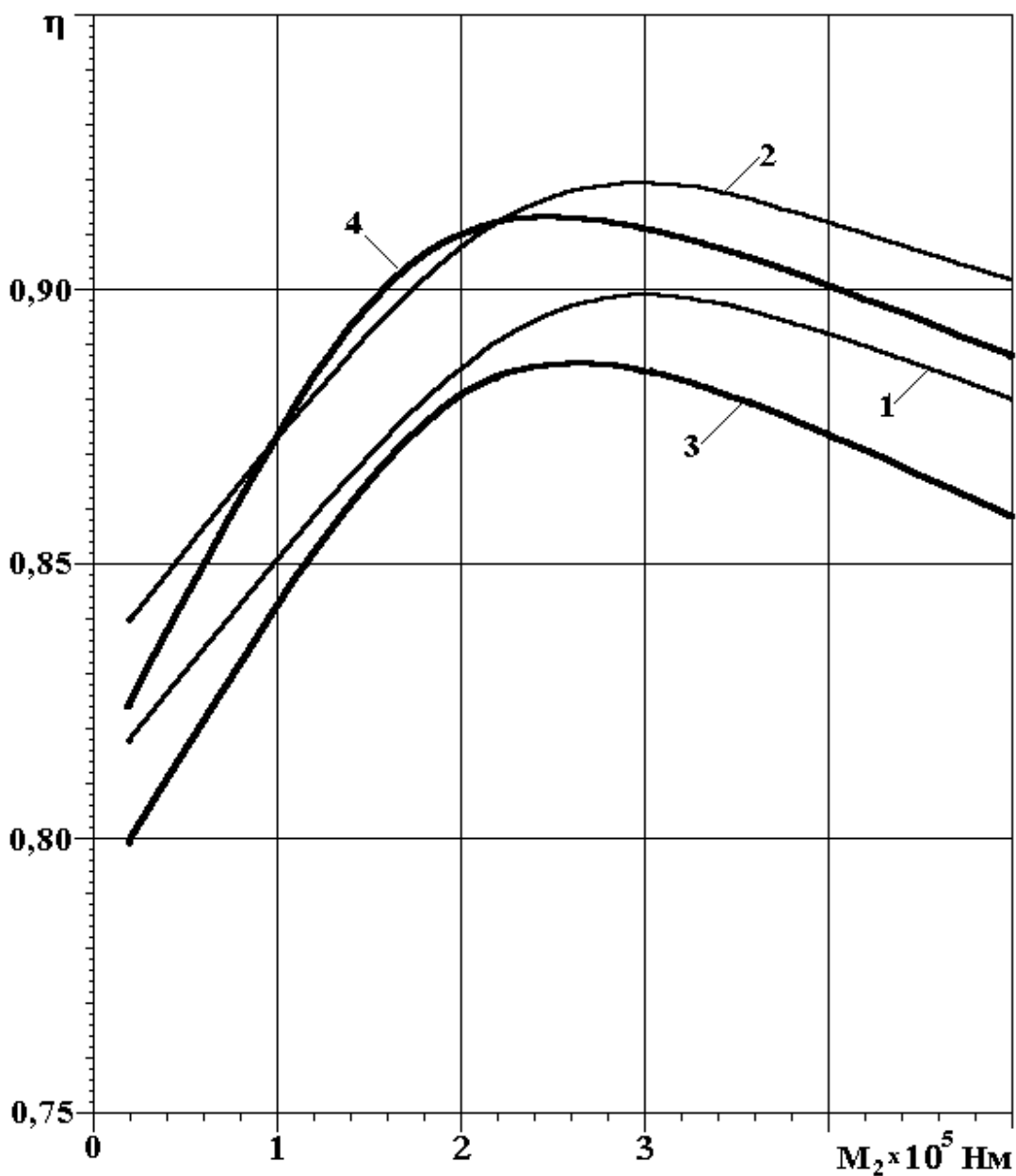


Рисунок 5.12 ККД хвильових зубчастих редукторів приводу заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 (криві 1 і 2) і повороту пересувного міксеру МП-600АС (криві 3 і 4), при $n_1 = 100$ об/хв., в залежності від навантажувального моменту M_2 : 1 і 3 – криві отримані при використанні проставочного кільця зі сталі; 2 і 4 – криві отримані при використанні проставочного кільця з бронзи

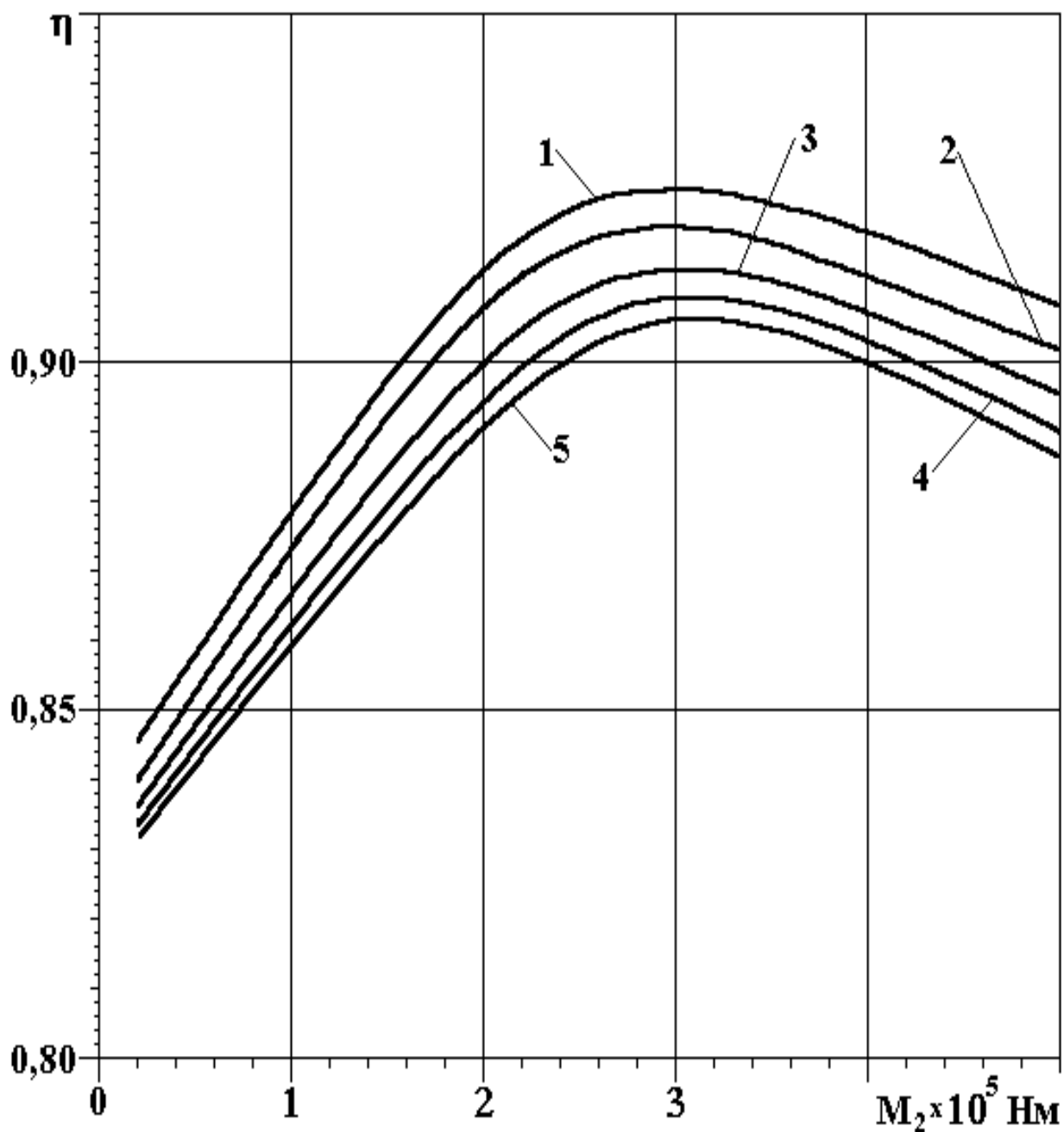


Рисунок 5.13 ККД хвильового зубчастого редуктора приводу заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 в залежності від величини навантажувального моменту M_2 , при різній частоті обертання генератора хвиль ω_1 : $5,24\text{c}^{-1}$ – крива 1, $10,47\text{c}^{-1}$ – крива 2, $26,18\text{c}^{-1}$ – крива 3, $52,36\text{c}^{-1}$ – крива 4, $78,54\text{c}^{-1}$ – крива 5 (використано проставочне кільце з бронзи).

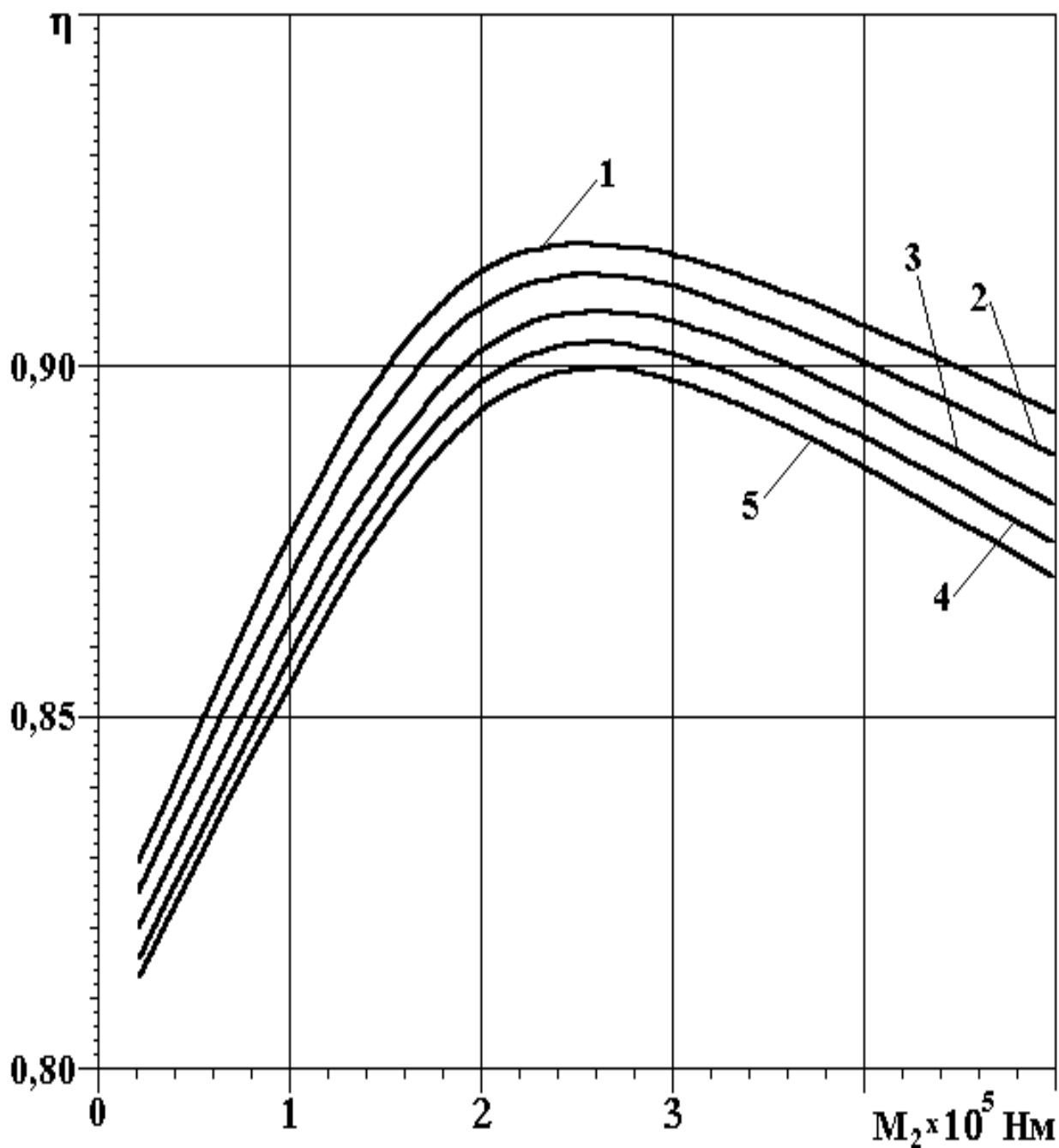


Рисунок 5.14 ККД хвильового зубчастого редуктора приводу повороту пересувного міксеру МП-600АС в залежності від навантажувального моменту M_2 , при різній частоті обертання генератора хвиль ω_1 : $5,24\text{с}^{-1}$ – крива 1, $10,47\text{с}^{-1}$ – крива 2, $26,18\text{с}^{-1}$ – крива 3, $52,36\text{с}^{-1}$ – крива 4, $78,54\text{с}^{-1}$ – крива 5 (використано проставочне кільце з бронзи).

Для підвищення ККД великих важко навантажених хвильових зубчастих редукторів машин слід усувати інтерференцію зубців у зачепленні

і знизити енергетичні втрати в області генератора хвиль. Результати виміру ККД досліджуваних редукторів наведені на рисунках 5.13, 5.14 і в таблиці 5.2.

Аналіз результатів наведених в таблиці 5.2 показує, що зі збільшенням частоти обертання генератора хвиль n_1 ККД хвильових редукторів падає. При підвищенні частоти обертання $n_1=(50...750)$ об/хв., ККД редуктора ВЗ-1120А зменшується: при навантаженні $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м на 1,4%; при навантаженні $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Н·м на 1,9%; при навантаженні $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м на 2,2%, ККД редуктора ВЗ-1120 також зменшується при підвищенні частоти $n_1 = (50...750)$ об/хв.: при $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м на 1,7%; при навантаженні $M_2 = 2,5 \cdot 10^5$ Н·м на 1,8%; при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м на 2,4%.

З підвищенням навантаження від $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м до значень $(2,5...3) \cdot 10^5$ Н·м, ККД зростає при всіх значеннях частоти обертання генератора хвиль. Подальше збільшення навантажувального моменту M_2 призводить до зниження ККД хвильових редукторів. Падіння ККД досліджуваних редукторів зі збільшенням частоти обертання генератора хвиль, обумовлене головним чином зростанням потужності втрат у зубчастому зачепленні [143] і кінематичних парах «диски генератора хвиль – гнучке колесо». Також зростають втрати на перемішування мастила.

Порівняльний аналіз результатів ККД великих хвильових зубчастих редукторів приводів повороту пересувного міксера МП–600АС і заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 показує, що відхилення отриманих даних теоретичних досліджень в таблицях Г.1 – Г.5 і результатів експериментальних досліджень в таблиці 5.1, відповідно до рисунка 5.12, становить до 5%. Висока збіжність результатів теоретичних і експериментальних досліджень великих хвильових редукторів показує об'єктивність постановки і розв'язання комплексної науково-технічної задачі сучасного редукторобудування у важкому машинобудуванні.

Температурні режими роботи хвильових зубчастих редукторів ВЗ-1120

і ВЗ-1120А контролювалися на різних частотах обертання генератора хвиль, при східчастій зміні навантажувального моменту M_2 . Результати вимірювання температури редукторів зі сталевим проставочним кільцем наведені на рисунку 5.15, з проставочним кільцем з бронзи – на рисунку 5.16. В процесі проведення експериментальних контрольно-вимірювальних робіт, температура повітря в редукторному цеху становила 18...20°C. Температура масла в картері редуктора вимірювалася в сталому режимі ртутним термометром з діапазоном вимірювання температури 0...300°C (ГОСТ 2823-83).

При мінімальних значеннях моменту $M_2=0,2 \cdot 10^5$ Н·м і частоти обертання генератора $n_1 = 50$ об/хв., температура масла в картері редуктора: зі сталевим проставочним кільцем (спк), міксер $t = 24^\circ\text{C}$ і млина $t = 26^\circ\text{C}$; з бронзовим проставочним кільцем (бпк), міксер $t = 22^\circ\text{C}$ і млина $t = 23^\circ\text{C}$.

При навантаженні $M_2 = 0,2 \cdot 10^5$ Н·м, $n_1 = 750$ об/хв., (спк), міксер $t = 44^\circ\text{C}$ і млин $t = 48^\circ\text{C}$; (бпк), міксер $t = 30^\circ\text{C}$ і млин $t = 35^\circ\text{C}$.

При навантаженні $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м, $n_1 = 50$ об/хв., (спк), міксер $t = 32^\circ\text{C}$ і млин $t = 39^\circ\text{C}$; (бпк), міксер $t = 39^\circ\text{C}$ і млин $t = 42^\circ\text{C}$.

При навантаженні $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м і $n_1 = 750$ об/хв., (спк), міксер $t = 95^\circ\text{C}$ і млин $t = 105^\circ\text{C}$; (бпк), міксер $t = 82^\circ\text{C}$ і млин $t = 90^\circ\text{C}$.

При номінальних значеннях $M_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Н·м і $n_1 = 750$ об/хв., (спк), міксер $t = 83^\circ\text{C}$ і млин $t = 91^\circ\text{C}$; (бпк), міксер $t = 69^\circ\text{C}$ і млин $t = 76^\circ\text{C}$.

Температура масла в картері пропорційна потужності енергетичних втрат у редукторі. З ростом частоти n_1 і навантажувального моменту M_2 , зростають енергетичні втрати в зубчастому зачепленні і генераторі хвиль, інших сполученнях, підвищуючи температуру масла в картері редуктора.

Напрацювання при ресурсних випробуваннях хвильових зубчастих редукторів ВЗ-1120 приводу повороту пересувного міксеру МП-600АС відповідно до Рисунка В.7, склало 5420 год., відповідно до Таблиці В.9. Сліди припрацювання помітні на зубцях гнучких і жорстких коліс, дисках,

проставочних кільцях. Гнучкі колеса не зазнали видимих змін. Після заміни проставочних кілець, ущільнень і фільтрів, редуктори ВЗ-1120 встановили на міксери МП-600АС і відправили замовникові.

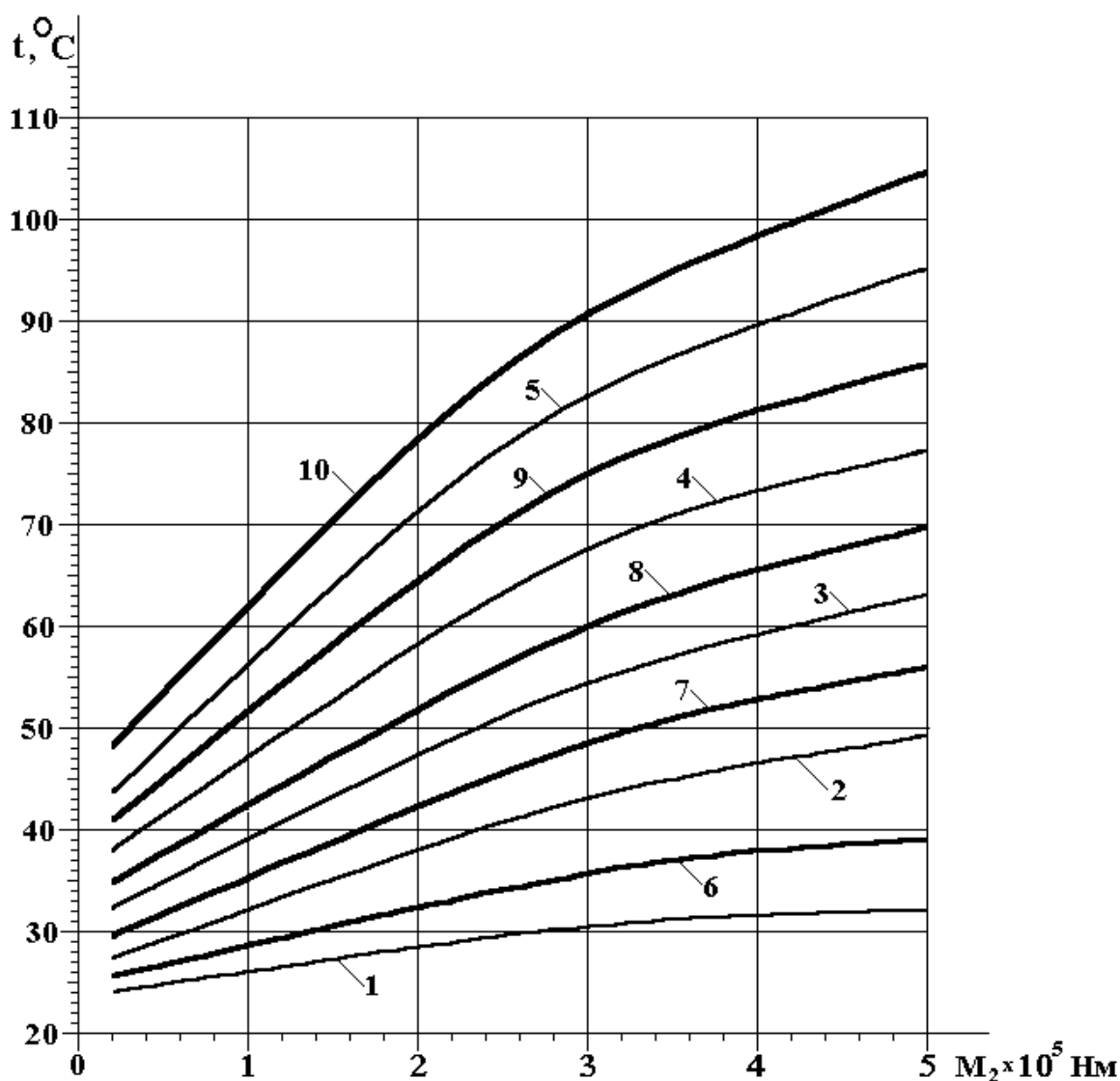


Рисунок 5.15 Температурний режим роботи хвильових зубчастих редукторів приводу повороту пересувного міксера МП-600АС (криві 1–5) і заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 (криві 6–10) на різних частотах обертання генератора хвиль ω_1 в залежності від навантажувального моменту M_2 : 5,24с⁻¹ – криві 1, 6; 10,47с⁻¹ – криві 2, 7; 26,18с⁻¹ – криві 3, 8; 52,36с⁻¹ – криві 4, 9; 78,54с⁻¹ – криві 5, 10 (використано проставочне кільце зі сталі).

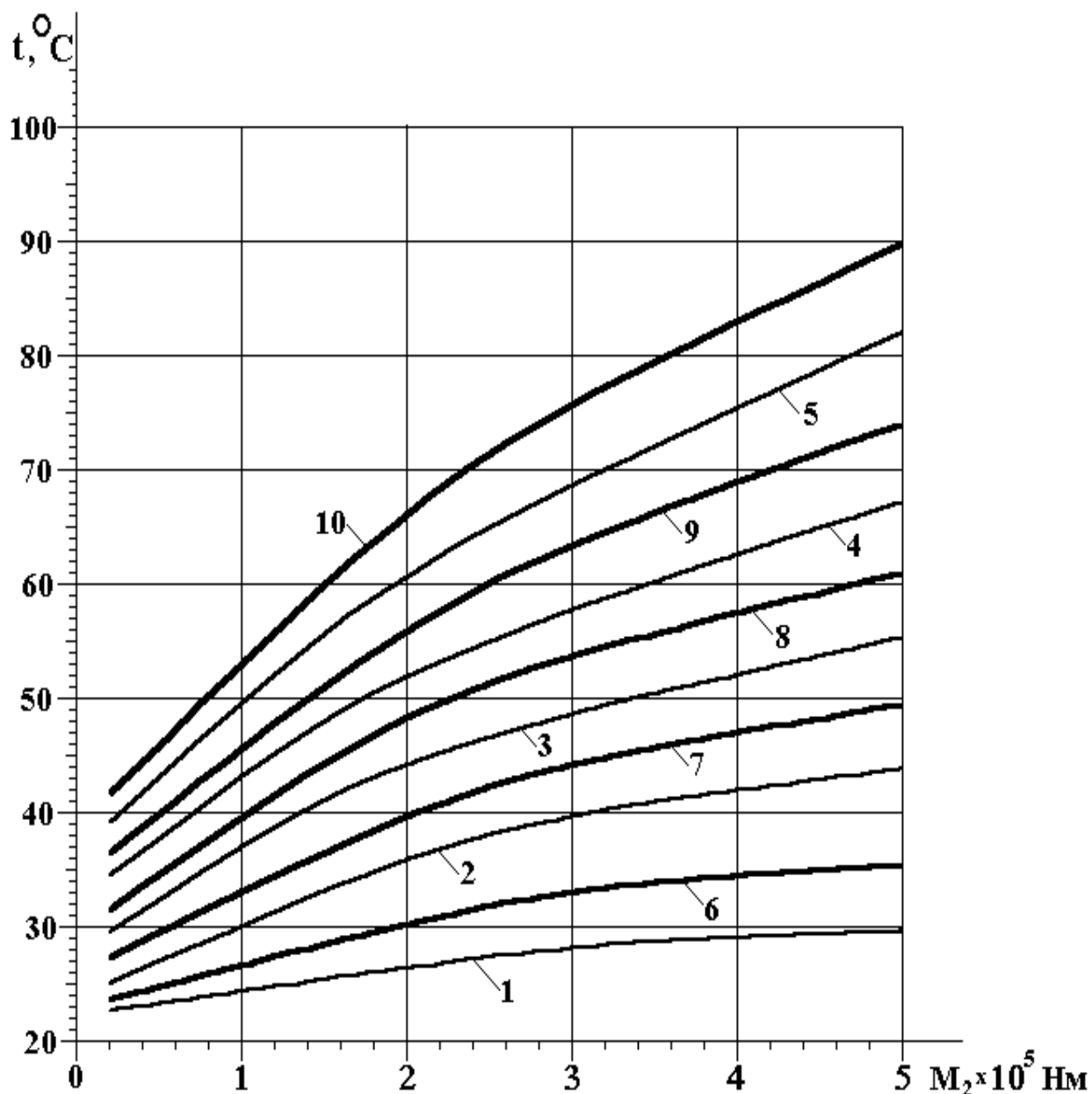


Рисунок 5.16 Температурний режим роботи хвильових зубчастих редукторів приводу повороту пересувного міксера МП-600АС (криві 1–5) і заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 (криві 6–10) на різних частотах обертання генератора хвиль ω_1 в залежності від навантажувального моменту M_2 : $5,24\text{с}^{-1}$ – криві 1, 6; $10,47\text{с}^{-1}$ – криві 2, 7; $26,18\text{с}^{-1}$ – криві 3, 8; $52,36\text{с}^{-1}$ – криві 4, 9; $78,54\text{с}^{-1}$ – криві 5, 10 (використано проставочне кільце з бронзи).

Стендові випробування редукторів ВЗ-1120 і ВЗ-1120А підтвердили результати теоретичних досліджень. Експериментально підтверджено, що ККД редуктора ВЗ-1120А на 1,5...2% вище, ніж у редуктора ВЗ-1120.

Температурний режим редуктора ВЗ-1120А відрізняється від температурного режиму редуктора ВЗ-1120 більш високою температурою масла в картері, різниця температур становить 5...10°C.

5.5 Результати натурних експериментальних досліджень та оцінки адекватності теоретичних та експериментальних досліджень

При передачі великих крутильних моментів через низьку жорсткість гнучке колесо визнає значні за величиною деформації, які наближають його до деякої форми гвинтової конічної поверхні [4, 7]. При цьому асиметричний розподіл нормального навантаження на робочих поверхнях дисків, відхиляє останні відносно площини їх руху на деякий кут γ . При обкатці дисків з перекошеними осями по внутрішній поверхні гнучкого колеса, вони "вгвинчуються" в оболонку, переміщаючи генератор хвиль уздовж осі на величину осьового люфту, вибірка якого супроводжується осьовим ударним навантаженням на опорну вальницю.

Джерелом осьових сил у хвильовій передачі є кінематичні пари, утворені дисками генератора хвиль і гнучким колесом [152, 160, 220]. Конструкція генератора хвиль не забезпечує точної паралельності осей дисків із загальною віссю хвильової передачі. Перекіс осей дисків генератора хвиль, формує подобу фрикційної гвинтової пари з малим кроком гвинта «генератор – гнучке колесо». Обертання тягового вала викликає гвинтові рухи генератора, який «вгвинчується» в гнучке колесо з осьовою силою P , пропорційною навантажувальному моменту M_2 . Осьові сили в хвильовій зубчастій передачі, що прикладені до гнучкого колеса, отримані шляхом тензометрії гнучкого колеса при різних навантажувальних режимах роботи відповідно до рисунка 5.17, зведені в таблицю 5.3.

Осьові сили, викликані гвинтовим рухом генератора хвиль в межах осьових проміжків хвильового редуктора, сприймаються гнучким колесом. У

серійних хвильових редукторах осьові сили незначні та практично не впливають на їх роботу. У великих хвильових редукторах осьові сили досягають великих величин і виникає необхідність їх зниження. Як показали дослідження, осьова сила на гнучкому колесі є функцією навантажувального моменту M_2 [157, 158]. Вона односпрямована – завжди розтяжна і не залежить від напрямку обертання генератора хвиль.

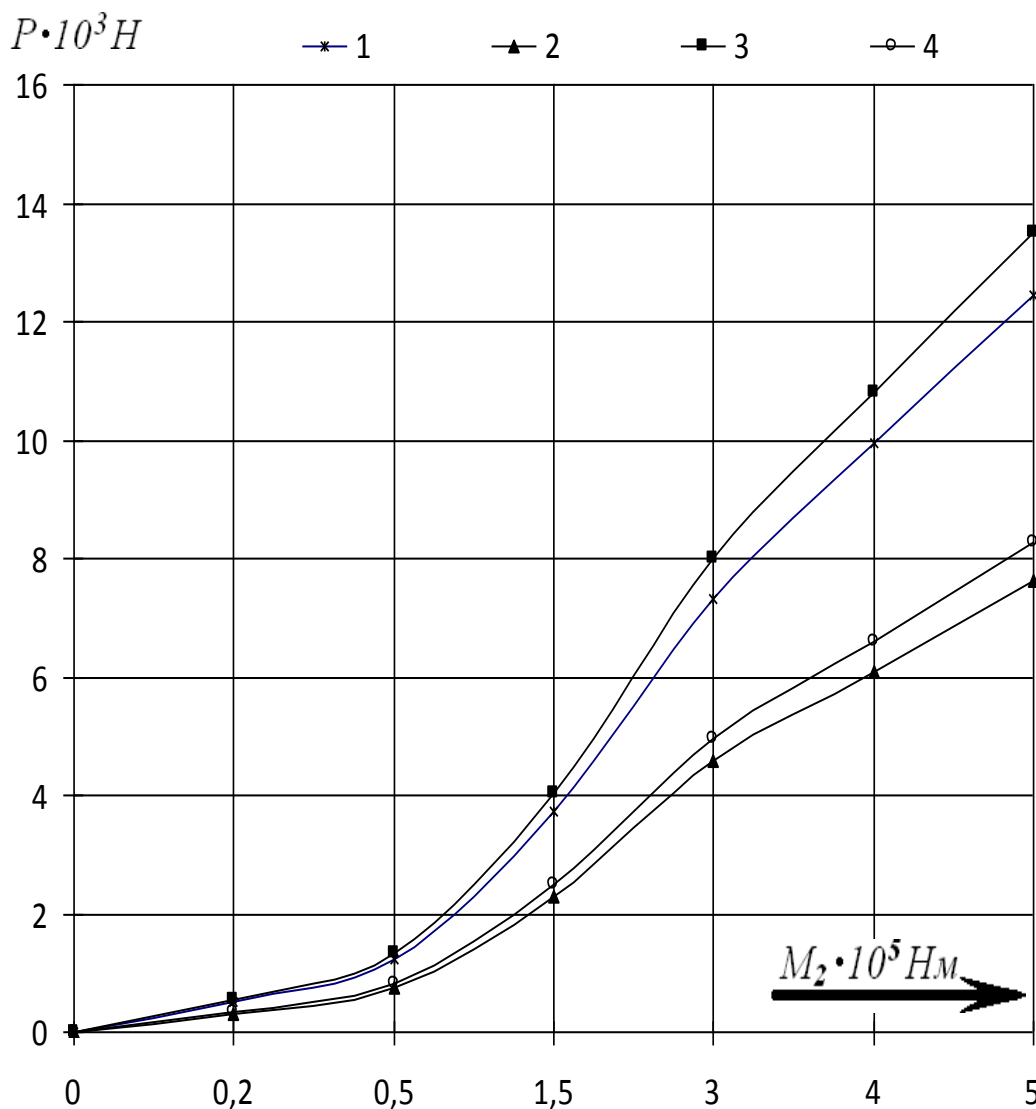


Рисунок 5.17 Залежність осьової сили P , що діє на гнучке колесо з боку генератора хвиль, від навантажувального моменту M_2 редуктора:

- 1 – приводу нахилу міксера зі сталевим проставочним кільцем;
- 2 – приводу нахилу міксера з проставочним кільцем з бронзи;
- 3 – приводу заміни футерування млина зі сталевим проставочним

кільцем;

4 – приводу заміни футерування млина з проставочним кільцем з бронзи.

Збудження осьових сил у хвильовій зубчастій передачі пов'язано з деформацією гнучкого колеса, способу встановлення генератора хвиль: «плаваючий» або на вальничних опорах, а також способу встановлення дисків генератора хвиль, що впливає на відхилення паралельності їхніх осей від загальної осі хвильової передачі.

Таблиця 5.3 Залежність осьових сил на гнучкому колесі $P, \cdot 10^3$ Н, від навантаження $M_2, \cdot 10^5$ Н·м, на тихохідних валах великих хвильових редукторів

Редуктор	Матеріал проставочного кільця	Навантажувальний момент $M_2, \cdot 10^5$ Н·м						
		0	0,2	0,5	1,5	3	4	5
		Осьова сила P , кН						
ВЗ-1120, міксер	сталь	0	0,5	1,24	3,73	7,4	9,94	12,43
	бронза	0	0,31	0,76	2,29	4,57	6,1	7,62
ВЗ-1120А, млин	сталь	0	0,54	1,35	4,05	8,01	10,8	13,5
	бронза	0	0,33	0,83	2,48	4,96	6,61	8,26

Зі збільшенням моменту навантаження M_2 осьові сили в хвильовій передачі також збільшуються [68]. При навантажувальному моменті $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м осьова розтяжна сила на гнучкому колесі редуктора міксера, з проставочним кільцем з бронзи, дорівнює $P_{k_{\bar{o}}} = 7,62 \cdot 10^3$ Н; і з проставочним кільцем зі сталі, відповідно, $P_{k_c} = 12,43 \cdot 10^3$ Н.

При цьому ж навантажувальному моменті $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м, на редукторі млина осьова сила на гнучкому колесі, з проставочним кільцем з бронзи, дорівнює $P_{m_{\bar{o}}} = 8,26 \cdot 10^3$ Н; і з проставочним кільцем зі сталі,

відповідно, $P_{M_c} = 13,5 \cdot 10^3$ Н. Використання проставочного кільця з бронзи дозволило знизити осьові сили в хвильовій передачі на 39%.

У хвильовому редукторі приводу рудорозмельного млина МГР 5500×7500 осьові сили більше, ніж в аналогічному редукторі приводу повороту міксеру МП–600АС. Для навантажувальних моментів $M_2 = 5 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^5$ Н·м, осьова сила на гнучкому колесі редуктора млина перевищує аналогічну силу редуктора міксеру на 8-9 %.

Більш високі осьові сили на гнучкому колесі і, відповідно, генераторі хвиль редуктора заміни футерування млина, в порівнянні з редуктором повороту міксеру, обумовлені співвідношенням геометричних розмірів через різні передатні відношення. При однакових навантажувальних моментах M_2 на розглянутих редукторах, передана редуктором млина потужність на 28% більше, ніж редуктором міксеру.

Розбіжність даних теоретичних і експериментальних досліджень осьових сил у хвильових редукторах приводів заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 і повороту пересувного міксеру МП–600АС, не перевищує 7%, що свідчить про високу достовірність отриманих результатів [158].

Висновки до розділу 5.

1. Встановлено вплив конструктивних чинників на інтерференцію та енергетичні втрати в зубчастому зачепленні великої хвильової передачі. Величина енергетичних втрат багато в чому обумовлена великою протяжністю поля зачеплення.

2. Температура масла в картері редуктора пропорційна потужності енергетичних втрат. З ростом частоти n_1 і навантажувального моменту M_2 , зростають втрати в зубчастому зачепленні і генераторі хвиль, підвищується потужність тепловиділення і температура масла в картері.

3. Експериментально підтверджено, що ККД редуктора ВЗ-1120А на

1,5...2% більше, ніж у редуктора ВЗ-1120. Температура масла в картері редуктора ВЗ-1120А на 5... 10°C вище, ніж у редуктора ВЗ-1120.

4. На вході – виході зубців із зачеплення, з торців гнучкого колеса, розташовані зони інтерференції зубців, їх активність зростає з підвищенням навантажувального моменту M_2 , при цьому нормальні сили в зонах інтерференції зубчастого зачеплення приймають пікові значення.

5. Для обмеження негативного впливу «закручування» гнучкого колеса, що підсилює інтерференцію по довжині зубців, а також усунення проскакування зубців у зачепленні, рекомендується обмежувати ширину зубчастих вінців b в залежності від модуля зубців m , тобто $b \leq (35...40) m$.

6. Уточнено метод визначення енергетичних втрат у хвильових передачах з дисковим генератором хвиль шляхом обліку впливу деформації гнучкого колеса на величину і напрямки сил тертя в вищих кінематичних парах.

7. Порівняльний аналіз ККД великих хвильових зубчастих редукторів приводу повороту пересувного міксеру МП-600АС і приводу заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500 показує, що відхилення отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень становить 5%. Розбіжність даних теоретичних і експериментальних досліджень осьових сил у зазначених хвильових редукторах, не перевищує 7%, що свідчить про високу достовірність отриманих результатів.

8. Отримані результати дозволили розробити рекомендації для проведення проектно-конструкторських робіт, що забезпечують істотне зниження енергетичних втрат у великих хвильових редукторах на стадії їх проектування. З метою зниження енергетичних втрат і осьових сил у великих хвильових зубчастих передачах, рекомендується:

– усунути непаралельність осей дисків генератора хвиль і загальної осі хвильової передачі конструктивними методами;

– з метою зниження втрат на тертя в кінематичних парах

використовувати антифрикційні матеріали;

– забезпечити жорсткість монтажного установаження генератора хвиль.

ВИСНОВКИ

На основі теоретичних і експериментальних досліджень, стендових і промислових випробувань дослідних зразків, вирішена науково-технічна задача підвищення навантажувальної здатності, кінематичної ефективності, зниження габаритів і маси механічного приводу, що представляє особливу актуальність для важкого машинобудування.

1. Відомі наукові дослідження пов'язані в основному з хвильовими зубчастими передачами, укомплектованими кулачковим генератором хвиль з гнучкою вальницею, що володіють низькою навантажувальною здатністю, обмеженою обертальними моментами до 5000 Н·м на тихохідному валу. Досвід освоєння великих хвильових передач вельми обмежений через заклинювання і інші відмови при високому навантаженні. В даний час не існує цілісної концепції вдосконалення хвильових передач, на підставі якої може бути усунуто обмеження щодо здатності навантаження, яке перешкоджає їх використанню у важкому машинобудуванні.

2. Розроблено методику силового аналізу деформованого зубчастого зачеплення великої хвильової передачі, яка на відміну від відомих рішень:

- усуває спотворення деформованого стану контрольного зуба при навантаженні за рахунок сталості жорсткості по довжині, досягнутої виконанням наскрізних паралельних прорізів на жорсткому колесі симетрично осі контрольного зуба;

- підвищує точність оцінки силових характеристик деформованого зубчастого зачеплення по ширині вінця і в окружному напрямку завдяки урахуванню зниження жорсткості контрольного зуба за допомогою розробки фізичних моделей контрольного зуба та масштабованого зуба жорсткого колеса, що забезпечують значно більш високу достовірність результатів експерименту;

– допомагає отримати двох параметричний розподіл сил у зубчастому зачепленні безпосередньо, за показаннями динамометра, усунути похибки у розв'язанні задачі пружності для зуба, застосувавши масштабне моделювання деформації зуба жорсткого колеса, виконане за даними тензометрії контрольного зуба та його моделі.

3. Порівняльна оцінка похибок, що вносяться відхиленнями геометричних форм і розмірів фізичних моделей і математичних аналогів, не перевищує $R = (0,1 \dots 0,3)\%$, що підтверджує коректність постановки експерименту та обґрунтованість отриманих кількісних результатів, які підтверджують об'єктивність розробленого експериментально-теоретичного методу силового аналізу деформованого зубчастого зачеплення великої хвильової передачі.

4. Вперше розроблено узагальнену математичну модель деформованого зубчастого зачеплення великої хвильової передачі, що дозволяє визначати граничні умови прояву інтерференції зубців другого роду, заклинювання та проскакування зубців. З ростом навантаження поле від'ємних проміжків зміщується в бік входу зубців у зачеплення, де від'ємні проміжки досягають максимальні значення за модулем. При максимальному навантаженні $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м, від'ємні проміжки в зубчастому зачепленні хвильового редуктора

приймають максимальні абсолютні значення з заднього торця гнучкого колеса: міксера $j_{aq2\max} = -0,92$ мм; рудорозмельного млина

$j_{aq2\max} = -0,87$ мм; з заднього торця жорсткого колеса: міксера

$j_{ab2\max} = -0,92$ мм; рудорозмельного млина $j_{ab2\max} = -0,88$ мм.

5. Вперше розроблено математичну модель кінематики зубчастого зачеплення хвильової передачі на основі перманентної деформації гнучкого колеса, що дозволила визначити швидкості точок гнучкого колеса в радіальному \dot{w} і окружному \dot{v} напрямках. Отримано колові швидкості гнучкого колеса, викликані поворотом нормалі до нейтрального шару гнучкого колеса

V_{θ} і його розтягненням V_{tp} , розклинювальним ефектом зубців V_{tr} , визначена повна колова швидкість точок гнучкого колеса V_{tg} редукторів: міксера при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,021 \text{ м/с}$, і при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,12 \text{ м/с}$; рудорозмельного млина при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$, $V_{tg} = 0,16 \text{ м/с}$. Швидкість ковзання зубців V_S при постійній частоті обертання генератора хвиль пропорційна модулю зубців і куту θ між великою віссю генератора хвиль і місцем розташування контакту розглянутих зубців. Максимальна швидкість ковзання зубців $V_{S_{\max}}$ хвильового редуктора повороту пересувного міксера: $V_{S_{\max}} = 0,373 \text{ м/с}$, при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$; $V_{S_{\max}} = 0,066 \text{ м/с}$ при $\omega_1 = 13,80 \text{ c}^{-1}$. Для хвильового редуктора приводу рудорозмельного млина $V_{S_{\max}} = 0,466 \text{ м/с}$, при $\omega_1 = 78,54 \text{ c}^{-1}$. Отримані результати дозволяють встановлювати бажані області поля зачеплення з умови мінімізації швидкості ковзання, зносу та заклинювання зубів, втрат енергії.

6. Вперше розроблено математичні моделі напруженого і деформованого стану гнучкого колеса для різних початкових умов:

- циліндричної оболонки защемленої з торців;
- зубчастого і шліцьового вінців пов'язаних циліндричною оболонкою;
- методу скінчених елементів,

які дозволили визначити нормальні та дотичні напруження, а також лінійні та кутові деформації гнучкого колеса.

На підставі отриманих результатів встановлено визначальні напруження σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , пов'язані з деформацією згину, стиску σ_{θ_1} – на внутрішній поверхні оболонки гнучкого колеса і розтягнення σ_{θ_3} – на зовнішній поверхні оболонки. При товщині оболонки ($h = 13,5 \text{ мм}$) напруження $\left(\sigma_{\theta_1}\right)_{\max} = - 80 \text{ МПа}$ і $\left(\sigma_{\theta_3}\right)_{\max} = + 85 \text{ МПа}$. Максимальне значення дотичних напружень $\tau_{\max} = 20 \text{ МПа}$ при максимальному обертальному моменті $M_2_{\max} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Вплив крайового ефекту на

напружений стан оболонки пов'язаний з напруженням згину σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , їх величина знижується при зменшенні товщини оболонки. Максимальні напруження, пов'язані з крайовим ефектом, виникають поблизу торця оболонки, з'єданого з зубчастим вінцем, де слід передбачити плавний перехід, що враховує негативний фактор концентрації напружень. При зменшенні товщини гнучкого колеса вдвічі ($h = 6,75$ мм), дотичні напруження скруту зростають до $\tau_{max} = 40$ МПа, а згинальні напруження в результаті крайового ефекту зменшуються до значень того ж порядку. При цьому максимальні напруження стиску і розтягнення рівні між собою за абсолютною величиною $\left(\sigma_{\theta_1}\right)_{max} = -26$ МПа, $\left(\sigma_{\theta_3}\right)_{max} = +26$ МПа.

7. Зниження максимальних значень нормальних напружень згину $\left(\sigma_{\theta}\right)_{max}$ до рівня максимальних дотичних напружень скруту τ_{max} , сприяє поліпшенню напружено-деформованого стану гнучкого колеса, що підвищує навантажувальну здатність і ресурс роботи високо навантажених хвильових редукторів. Виконані дослідження дозволяють встановити напруження та деформації гнучкого колеса, необхідні для оптимізації геометричних форм і конструктивних параметрів несучих деталей і вузлів великих хвильових передач. З метою вдосконалення конструктивних факторів гнучкого колеса за критеріями несучої здатності і ресурсу роботи, рекомендовано знизити товщину гнучкого колеса на (25...30) %.

8. Експериментально встановлено розподіл нормального навантаження на гнучкому колесі від дії генератора хвиль, залежність радіальної сили R , яка діє на диски, від величини обертального моменту M_2 .

9. ККД хвильових редукторів приймає максимальне значення при номінальному навантаженні $M_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Н·м, і будь-якій частоті обертання $n_1 = (50...750)$ об/хв., $\eta_{max} = [0,92...0,90]$. При максимальному навантаженні

$M_{2_{\max}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ККД хвильового редуктора падає на 3% і при частоті обертання $n_1 = 750 \text{ об/хв.}$ становить $\eta = 0,87$. З ростом частоти обертання n_1 в межах $(50...750) \text{ об/хв.}$, ККД хвильового редуктора знижується на 2%. Розбіжність результатів теоретичних і експериментальних досліджень ККД хвильових редукторів міксера і рудорозмельного млина становить 5%.

10. Поставлена в дисертації мета досягнута, сформульовані задачі розв'язані. Для підвищення навантажувальної здатності та ресурсу роботи хвильових передач стосовно важкого машинобудування слід виключити можливість прояву інтерференції зубців, знизити енергетичні втрати, забезпечити радіальну жорсткість конструкції корпусу і генератора хвиль. Отримані науково-практичні результати використовуються у важкому машинобудуванні в якості керівних технічних матеріалів для проектних розрахунково-конструкторських робіт великих хвильових зубчастих редукторів.

За результатами виконаних досліджень розроблено і впроваджено у виробництво 16 хвильових зубчастих редукторів для розмельних млинів і міксерів загальною масою 112492 кг. За рахунок підвищення технологічного рівня виробництва знижена трудомісткість виготовлення нових редукторів на 4250 нормо-годин (30,8%), металомісткість на 77218 кг (40,7%). Економічний ефект від впровадження великих важко навантажених хвильових зубчастих редукторів на ПрАТ «НКМЗ» склав 2 205 934 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Айрапетов Э.Л. О раскрытии статической неопределённости волновых механизмов / Э.Л. Айрапетов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4, С. 175 – 177.
2. Айрапетов Э. Л. К методике определения неравномерности нагружения сателлитов / Э. Л. Айрапетов, М. Д. Генкин // Материалы конф. «Надёжность и качество зубчатых передач». - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1967, С. 5 – 7.
3. Айрапетов Э. Л. Определение неравномерности нагружения сателлитов / Э. Л. Айрапетов, М. Д. Генкин // Вестник машиностроения. 1966. № 8. С. 15 – 17.
4. Александров В. А. Волновые зубчатые передачи для тяжёлых машин / В. А. Александров, В. Н. Стрельников. - Технология, экономика, организация производства и управления. Серия 8. Выпуск 35. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1989. 50 с.
5. Александров В. А. Исследование напряжённого состояния дисков генератора волн / В. А. Александров, А. Т. Чепелев, В. Н. Стрельников // Исследование и совершенствование процессов и машин для обработки проката. Сб. науч. тр. под ред. В. И. Дунаевского. - М.: ВНИИМЕТМАШ. 1990. С. 114 – 122.
6. Александров В. А. Исследование напряжённого состояния оболочки гибкого колеса волнового редуктора / В. А. Александров, А. Т. Чепелев, В. Н. Стрельников // Исследование и совершенствование процессов и машин для обработки проката. Сб. науч. тр. под ред. В.И. Дунаевского. - М.: ВНИИМЕТМАШ. 1990. С. 123 – 131.
7. Александров В. А. Волновые зубчатые передачи в тяжёлом и металлургическом машиностроении / Александров В. А., Скударь Г. М., Стрельников В. Н. - М.: Машиностроение, 1991. 166 с.

8. Бейзельман Р. Д. Подшипники качения: Справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин. - М. - Л.: ГНТИМЛ, 1959. 608 с.
9. Бидерман В. Л. Механика тонкостенных конструкций / В.Л. Бидерман .- М.: Машиностроение, 1977. 486 с.
10. Буянов В. М. К динамике гибкого колеса волновой передачи / В. М. Буянов, Б. П. Умушкин, Н. И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 7 – 23.
11. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике / В.З. Власов. - М., Л.: Гостехиздат, 1949. 784 с.
12. Волков Д.П. Волновые зубчатые передачи / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев - К.: Техника, 1976. 224 с.
13. Волков Д. П. Планетарные волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. - М.: Машиностроение, 1968. 272 с.
14. Волков Д. П. Современные многопоточные передачи строительных и дорожных машин / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. - М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1972. 104 с.
15. Волков Д. П., Крайнев А. Ф., Бондаренко С. В. Конструирование механизмов с волновыми зубчатыми передачами для строительных и дорожных машин / Волков Д. П., Крайнев А. Ф., Бондаренко С. В. - М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1975. 105 с.
16. Волков Д. П. Исследование волновой передачи для строительной лебёдки крана / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев, В. Г. Григорьев // Строительные и дорожные машины, экскаваторы и строительные краны. - М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1971. Вып. 4. С. 3 – 9.

17. Волков Д. П. Исследование распределения нагрузок по элементам волновой передачи кранового механизма поворота / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев, В. П. Гузенков // Строительные и дорожные машины, экскаваторы и строительные краны. - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. - Вып. 3. С. 27 – 32.
18. Волков Д. П. Волновые передачи и их применение в строительных и дорожных машинах / Волков Д. П., Крайнев А. Ф., Жидяев А. И. - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1970. 68 с.
19. Волошин В. С. Ограничения по углу профиля зуба и коэффициенту деформации гибкого звена волновой передачи / В. С. Волошин, В. А. Капустин // МГОУ -XXI. - Нов. технол. 2002. - № 2. С. 26 – 29.
20. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В. А. Гавриленко. - Л.: Машиностроение, 1969. 432 с.
21. Гаглюев А. А. Определение внутренних потерь в гибком элементе волновых передач / А. А. Гаглюев // Волновые и цепные передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1967. С. 120 – 123.
22. Гафаров А. Г. Экспериментальное исследование КПД однорядных планетарных зубчатых механизмов / А. Г. Гафаров // Известия вузов. Машиностроение. – 1968. №12. С. 17 – 21.
23. Гварамадзе Н. В. О точности линеаризированных уравнений, применяемых при расчёте на жёсткость и прочность гибких элементов волновых передач / Н. В. Гварамадзе // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 167 – 177.
24. Гварамадзе Н. В. Расчёт венца гибкого колеса волновой зубчатой передачи на прочность / Н. В. Гварамадзе // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 114 – 130.

25. Гварамадзе Н. В. Теоретические исследования распределения нагрузки между зубьями волновых передач / Н. В. Гварамадзе // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 70 – 89.
26. Гварамадзе Н. В. Распределение удельного давления между внутренним кольцом гибкого подшипника и кулачком генератора волновой передачи / Н. В. Гварамадзе, А. Я. Какабадзе // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 251 – 256.
27. Гинзбург Е. Г. Анализ конструкций волновых передач / Е. Г. Гинзбург // Некоторые вопросы геометрии, кинематики и прочности зубчатых и кулачковых механизмов. - Л.: Ленинградская военная инженерная краснознамённая академия имени А. Ф. Можайского. - 1963. С. 13 – 33.
28. Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи / Е. Г. Гинзбург - Л.: Машиностроение, 1969. 160 с.
29. Гинзбург Е. Г. Исследование зацепления в волновых передачах / Е. Г. Гинзбург // Некоторые вопросы геометрии, кинематики и прочности зубчатых и кулачковых механизмов. - Л.: Ленинградская военная инженерная краснознамённая академия имени А. Ф. Можайского. 1963. С. 34 – 53.
30. Гинзбург Е. Г. Коэффициент полезного действия волновых зубчатых передач / Е. Г. Гинзбург // Зубчатые и червячные передачи. - Л.: Машиностроение, 1968. С. 192 – 208.
31. Гинзбург Е. Г. Расчёт на прочность гибких звеньев волновых зубчатых передач / Е. Г. Гинзбург // Зубчатые и червячные передачи. - Л.: Машиностроение, 1968. С. 323 – 329.
32. Гинзбург Е. Г. Структура и кинематика волновых зубчатых передач / Е. Г. Гинзбург // Теория передач в машинах. Сборник статей. - М.: Машиностроение. 1966. С. 129 – 137.

33. Гинзбург Е. Г. Конструкция волнового зубчатого редуктора общего назначения / Е. Г. Гинзбург, Ю. В. Левитин // «Волновые зубчатые передачи» Тезисы докладов. - Л.: ЛВИКА им. А. Ф. Можайского. - НТО Машпром. 1969. С. 24 – 29.
34. Гинзбург Е. Г. Проектный ряд волновых редукторов общего назначения / Е. Г. Гинзбург, Е. Г. Погосян // Машиностроение. - Красноярск: КПИ. 1972. Вып. 6. С. 18 – 39.
35. Григорьев В. Г. К вопросу о нагрузочной способности волновых зубчатых передач с дисковым генератором волн / В. Г. Григорьев, В. П. Гузенков // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1975. С. 181 – 186.
36. Грудев А. П. Трение и смазка при обработке металлов давлением: Справочник / Грудев А. П., Зильберг Ю. В., Тилик В. Т. - М.: Металлургия, 1982. 312 с.
37. Гузенков В. П. Контроль геометрии нарезаемых колёс волновой передачи / В. П. Гузенков, В. Г. Григорьев // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 233 – 238.
38. Гузенков В. П. Расшифровка долбяков при нарезании зубьев колёс волновых передач / В. П. Гузенков, В. Г. Григорьев // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1975. С.239 – 243.
39. Державец Ю. А. О распределении нагрузок среди сателлитов планетарной передачи / Ю. А. Державец // Материалы конференции «Надёжность и качество зубчатых передач». - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1967, С. 8 – 12.
40. Динович М. Я. Экспериментальное исследование напряжений в деформированном гибкого кольце / М. Я. Динович, В. В. Долгополов, Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 203 – 211.

41. Долинский Е. Ф. Обработка результатов измерений по способу наименьших квадратов / Е. Ф. Долинский. - М.: Издательство комитета стандартов, мер и измерительных приборов при СМ СССР, 1971. 111с.
42. Завьялов В. М. Причины разрушения гибкого колеса / В. М. Завьялов, Ю. А. Новиков // Волновые зубчатые передачи и механизмы: Сборник трудов. - М.: МИСИ им. В.В. Куйбышева, 1985. С. 62 – 67.
43. Зедгинидзе И. Г. Планирование эксперимента для исследования многофакторных систем / И. Г. Зедгинидзе. - М.: Наука, 1976. 390 с.
44. Иванов М. Н. Волновая передача с зацеплением на дугах постоянного радиуса / М. Н. Иванов // Известия вузов. Машиностроение. 1968. № 11. С. 42 – 45.
45. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1981. 184 с
46. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. - М.: Высшая школа, 1976. 400 с.
47. Иванов М. Н. О кинематике волновых передач / М. Н. Иванов // Известия вузов. Машиностроение. 1968. № 8. С. 37 – 41.
48. Иванов М. Н. О напряжениях в зубчатом венце гибкого колеса волновой передачи / М. Н. Иванов // Известия вузов. Машиностроение. 1974. № 5. С. 18 – 20.
49. Иванов М. Н. Приближённый метод расчёта напряжённого и деформированного состояния гибкого стакана волновой зубчатой передачи / М. Н. Иванов // Сборник докладов научно-технической конференции по волновым зубчатым передачам. - ЛВИКА им. А. Ф. Можайского. 1965. С. 175 – 182.

50. Иванов М. Н. Зависимость напряжений изгиба в гибком колесе волновой передачи от нагрузки на зубья / М. Н. Иванов, Л. С. Бойко // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 9. С. 37 – 42.
51. Иванов М. Н. Изменение формы гибкого колеса волновой передачи под нагрузкой / М. Н. Иванов, Т. М. Иванова // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 8. С. 35 – 38.
52. Иванов М. Н. Расчёт относительного положения зубьев в нагруженной волновой передаче / М. Н. Иванов, Т. М. Иванова, А. А. Чиров // Известия вузов. Машиностроение: 1976. № 10. С 21 – 24.
53. Иванов М. Н. О кинематике гибкого подшипника кулачкового генератора волновой передачи / М. Н. Иванов, В. И. Рябов // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 5. С. 53 – 55.
54. Иванов М. Н. О расчёте профиля кулачка и посадках гибкого подшипника на кулачек в гибкое колесо / М. Н. Иванов, В. И. Рябов // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 11. С. 43 – 46.
55. Иванов М. П. Расчёт нагрузки на кулачковый генератор и напряжений растяжения в гибком колесе волновой передаче / М. Н. Иванов, А. Н. Сорокин // Известия вузов. Машиностроение. 1980. №6. С. 15 – 19.
56. Иванов М. Н. Экспериментальное определение влияния зубьев на напряжения и жёсткость зубчатого венца волновой передачи / М. Н. Иванов, В. И. Тростин, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1975. № 9. С. 44 – 47.
57. Иванов М. Н. Методика экспериментального определения КПД волновой зубчатой передачи / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1967. № 9. С. 54 – 57.

58. Иванов М. Н. О КПД зацепления волновых передач / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 1. С. 29 – 32.
59. Иванов М. Н. Некоторые результаты комплексных экспериментальных исследований волновых зубчатых редукторов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов, Ю. И. Абалтусов // Всесоюзный симпозиум «Волновые зубчатые передачи». – М.: Изд. МВТУ. – НТО Машпром. 1973. С. 129 – 138.
60. Иванов М. Н. О расчёте волновых передач с разностью чисел зубьев гибкого и жёсткого колёс больше двух / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов, В. И. Тростин, // Известия вузов. Машиностроение. 1974. № 10. С. 36 – 40.
61. Иванов М. Н. Форма деформации гибкого колеса волновой передачи при генераторе с двумя большими роликами / М. Н. Иванов, В. В. Шейко // Известия вузов. Машиностроение. 1970. № 11. С. 31 – 34.
62. Иванов М. Н. К вопросу о выборе параметров зацепления волновых зубчатых передач / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, В. Д. Митрофанович // Известия вузов. Машиностроение. 1970. № 1. С. 46 – 52.
63. Иванов М. Н. Кинематическая точность волновой зубчатой передачи, измеренная двумя способами / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, Э. П. Амосова // Известия вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 51 – 58.
64. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, А. К. Артанов // Известия вузов. Машиностроение. 1963. № 8. С. 42 – 48.
65. Иванов М. Н., Шувалов С. А., Финогенов В. А. Результаты испытаний волновой зубчатой передачи / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, В. А. Финогенов // Материалы конференции «Надёжность и качество зубчатых передач». – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. 1967, С. 1 – 5.
66. Иванов М. Н. Экспериментальное определение количества одновременно зацепляющихся зубьев и величин их деформации в волновой передаче / М.

- Н. Иванов, С. А. Шувалов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1968. № 9. С. 37 – 40.
67. Казыханов Х. Р. О линии зацепления волновой зубчатой передачи / Казыханов Х. Р. // Известия вузов. Машиностроение. 1968. № 1. С. 5 – 8.
68. Калюский В. Г. Составляющие осевых сил в волновой передаче / В. Г. Калюский // Волновые зубчатые передачи и механизмы: Сб. трудов. – М.: МИСИ им. В. В. Куйбышева, 1985. С. 95 – 98.
69. Кисляков В. В. Профилирование зубьев секторов для волновых передач с гибкими связями / В. В. Кисляков // Вестник машиностроения. 1999. № 9. С. 14 – 17.
70. Ковалёв Н. А. Некоторые вопросы теории волновых зубчатых передач / Н. А. Ковалёв // Машиноведение. 1973. № 2. С. 48 – 53.
71. Ковалёв Н. А. Об одном методе расчёта зубцовых давлений в волновой зубчатой передаче передач / Н. А. Ковалёв // Машиноведение. 1976. № 6. С. 40 – 43.
72. Ковалёв Н. А. Общие основы теории передач гибкими колёсами передач / Н. А. Ковалёв // Машиноведение. 1977. № 5. С. 59 – 65.
73. Ковалёв Н. А. О распределении нагрузки по зубьям в волновой передаче передач / Н. А. Ковалёв // Машиноведение. 1974. № 5. С. 44 – 49.
74. Ковалёв Н. А. Передачи гибкими колёсами передач / Н. А. Ковалёв. - М.: Машиностроение, 1979. 200 с.
75. Ковалёв Н. А. Приближённый силовой и кинематический анализ волновой зубчатой передачи передач / Н. А. Ковалёв // Известия вузов. Машиностроение. 1974. №10. С. 40 – 44.

76. Ковалёв Н. А. Теория зубчатой волновой передачи передач / Н. А. Ковалёв // Теоретическая механика и детали машин: Труды Московского ордена Ленина энергетического института. - М.: Издательство МЭИ. 1972. Вып. 120. С. 68 – 78.
77. Ковалёв Н. А. Кинематическое исследование эвольвентной волновой передачи, у которой зубья гибкого колеса нарезаны в недеформированном состоянии передач / Н. А. Ковалёв, И. М. Шапочкина // Известия вузов. Машиностроение. 1967. № 1. С. 21 – 27.
78. Кожевников Г. Б. Экспериментальное исследование циклических ошибок волнового зубчатого редуктора с плавающим генератором / Г. Б. Кожевников, Ю. М. Ельчанин // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1975. С. 153 – 159.
79. Колесник А. И. Распределение нагрузки по телам качения гибких подшипников кулачковых генераторов волновых передач / А. И. Колесник // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 235 – 244.
80. Колесник А. И. Расчёт деформированного состояния зубчатого венца гибких колёс волновых передач / А. И. Колесник // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1970. С. 185 – 191.
81. Колкунов Н.В. Основы расчета упругих оболочек / Колкунов Н.В. М.: Высшая школа, 1963, 278 с.
82. Комиссаров А. Ф. Методика и некоторые результаты экспериментального определения нагрузки на диски генератора волновой зубчатой передачи / А. Ф. Комиссаров // Вестник машиностроения. 1973. №3. С. 52 – 54.
83. Кондратов Ю. Д., Рудницкий В. И., Запорожец О. Л. Распределение нагрузки в зацеплении планетарной передачи 2К – Н / Ю. Д. Кондратов, В. И. Рудницкий, О. Л. Запорожец // Вестник машиностроения. 1972. №10. С. 14 – 15.

84. Косов М. Г. Алгоритм решения пространственных контактных задач / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 126 – 152.
85. Косов М. Г. Графический метод построения изохром в круглом диске / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 257 – 271.
86. Косов М. Г. Метод поверхности отклика в технических расчётах и его приложение к теоретическому исследованию волновых передач / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 24 – 76.
87. Косов М. Г. Метод расчёта на ЭВМ контактных задач применительно к телам изменяющейся формы / М. Г. Косов // Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 126 – 152.
88. Косов М. Г. Некоторые контактные задачи теории упругости применительно к телам повышенной изгибной податливости / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 212 – 229.
89. Косов М. Г. Распределение удельных давлений по пятну контакта в фрикционных волновых передачах / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 429 – 439.
90. Косов М. Г., Колесник А. И. Взаимодействие кольца, нагруженного системой радиальных и тангенциальных сил, с цилиндрическим диском / М. Г. Косов // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 230 – 234.
91. Косов М. Г. Расчёт напряжённо-деформированного состояния колоколообразной оболочки герметичной волновой передачи / М. Г. Косов, Королёв В. А. // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 21 – 62.

92. Косов М. Г., Цейтлин Н. И. Классификация передач и муфт с деформирующими звеньями / М. Г. Косов, Н. И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 5 – 8.
93. Косова Н. В. Методика экспериментального исследования напряжений в гибких зубчатых венцах волновых и планетарных передач / Н. В. Косова // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 99 – 102.
94. Косова Н. В. Экспериментальное исследование концентрации напряжений в гибких зубчатых венцах волновых и планетарных передач / Н. В. Косова // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 205 – 222.
95. Косова Н. В. Исследование напряжённого состояния зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи / Н. В. Косова, Н. И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 88 – 98.
96. Крахин О. И. Исследование влияния утолщения обода под зубчатым венцом на напряжённое и деформированное состояние гибкого стакана волновой передачи / О. И. Крахин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин. 1970. С. 140 – 149.
97. Крахин О. И. Напряжённое состояние гибкого стакана волновых передач / О. И. Крахин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 90 – 113.
98. Крюков А. Д. Опытное исследование КПД планетарных механизмов с внутренним и внешним зацеплением / А. Д. Крюков // Вестник машиностроения. 1959. №9. С. 14 – 19.
99. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев - М. - Машиностроение, 1966. 305 с.
100. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. - М.: Наука, 1968. 584 с.

101. Макаров В. А. Тензометрия в машиностроении / В. А. Макаров. – М.: Машиностроение, 1975, 287 с.
102. Малащенко В.О., Суков М.Г. Особливості розрахунків хвильових зубчастих передач великогабаритних приводів машин. Доповідь на Пленарному засіданні. – Харків-Одеса. Міжнародна науково-технічна конференція ЗП-2020. – С. 3.
103. Малащенко В.А., Стрилец О.Р., Суков М.Г. Коэффициент полезного действия зубчатого дифференциала. Сучасні технології промислового комплексу: Збірник матеріалів VI Міжнародної науково-практичної конференції, 8–12 вересня 2020 року, Херсон. – 2020. – С. 304-309.
104. Мехаев М. Б. Определение угла поворота образующих зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи / М. Б. Мехаев // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 77 – 87.
105. Методика расчёта геометрии зацепления волновых зубчатых передач / [Шувалов С. А., Иванов М. Н., Попов П. К., Финогенов В. А.] // Известия вузов. Машиностроение. 1969. №9. С. 20 – 25.
106. Мухелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н. И. Мухелишвили. - М.: «Наука», 1966. 254 с.
107. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов.- М.: Наука, 1976. 144 с.
108. Непомнящих В. Н. Графоаналитический метод определения угла профиля зуба волновой передачи / В. Н. Непомнящих // Волновые передачи: Сб. тр.- М.: Станкин, 1975. С. 174 – 180.
109. Непомнящих В. Н., Татищев В. Н. Дисковый генератор быстроходной волновой зубчатой передачи с малым передаточным числом / В. Н. Непомнящих, В. Н. Татищев // Волновые передачи: Сб. тр.-М.: Станкин, 1975. С. 187 – 201.

110. Непомнящих В. Н., Татищев В. Н. Экспериментальное исследование волнового зубчатого редуктора из пластмассы / В. Н. Непомнящих, В. Н. Татищев // Волновые передачи: Сб. тр.- М.: Станкин, 1975. С. 202 – 215.
111. Новиков В.Г. Моделирование с помощью ЭВМ процесса зацепления зубчатой пары / Новиков В.Г. // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1970. С. 58 – 65.
112. Петрусевич А. И. Контактная прочность деталей машин / А. И. Петрусевич. - М.: Машиностроение, 1970. 64 с.
113. Практический расчёт и проектирование зубчатых волновых передач / Цейтлин Н. И., Гварамадзе Н. В., Кареев В. Н. и др. // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 340 – 373.
114. Подана заявка на патент. Малащенко В.О., Сологуб Б.В., Суков М.Г., Борис А.О. Обгінно-запобіжна муфта. № u 202006279 від 28.09.2020. – 5 с.
115. Разработка и внедрение элементов САПР по созданию механизмов с гибкими и жёсткими звеньями для радиотехнических устройств: Отчёт о НИР (заключительный). - Ч. 1 - 3 / МГТУ им. Баумана. - НИИ Автоматизации производственных процессов. - Тема №33/88 – 8. № ГР 0190003578; Инв. № 029.10002996. - М., 1990. 314 с.
116. Редукторы и мотор - редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / Бойко Л. С, Высоцкий А. З., Галиниченко Э. Н. и др. - М.: Машиностроение, 1984. 248 с.
117. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов / Л. Н. Решетов. - М. -Машиностроение, 1967. 305 с.
118. Рубцов В. К. Некоторые особенности выбора профиля зуба волновой передачи / В. К. Рубцов // Механика машин. - М.: Наука, 1967. Вып. 9. С. 98 – 105.

119. Рубцов В. К. Некоторые особенности выбора профиля зуба волновой передачи / В. К. Рубцов // Механика машин. - М.: Наука, 1967. Вып. 10. С. 112 – 109.
120. Руденко В. Н. К расчёту гибких элементов герметичных волновых передач / В. Н. Руденко // Механизмы горных машин. - М.: «Недра». 1966. С. 21 – 27.
121. Руденко В. Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций / В. Н. Руденко. - М.: Машиностроение, 1980. 148 с.
122. Руденко В. Н. О применимости решений некоторых задач теории упругости для расчёта гибких деталей волновых передач / В. Н. Руденко // Волновые передачи: Сб. тр. -М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 166 – 174.
123. Рябов В. И. К вопросу о прочности гибкого элемента волновой передачи / Рябов В. И. // Труды научн. конф. по итогам НИР Марийского гос. техн. ун - та. Секц. Технол. оборуд., конструкции, механика, материалы. - Марийск. гос. техн. ун -т. Йошкар - Ола. 2000. - С. 26. - Деп. в ВИНТИ 29.06.2000, №1845-B2000.
124. Севостьянов С. В. Исследование больших деформаций гибкого колеса волновой зубчатой передачи / С. В. Севостьянов // Вісник Східноукраїнського національного університету. 2001. №5(39). С. 36 – 38
125. Семенюк В.Ф. Перспективи розвитку енергопоглинаючих механізмів з проміжними тілами кочення / В.Ф. Семенюк, В.О. Проценко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2020. - №3 – С. 3 - 14.
126. Синкевич Ю. Б. Анализ напряжённого состояния гибкого колеса - кольца волновой передачи / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 192 – 202.

127. Синкевич Ю. Б. Геометрический расчёт зацепления волновых передач, упругая линия деформированного гибкого колеса которых очерчена в зоне зацепления дугой окружности / Ю. Б. Синкевич // Волновые и цепные передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1967. С. 21 – 26
128. Синкевич Ю. Б. Влияние величины относительной деформации гибкого колеса зубчатой волновой передачи на её к.п.д. / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 272 – 280.
129. Синкевич Ю. Б. Графоаналитический способ определения угловых координат расчётных точек контакта зубьев в зацеплении и в подвижном зубчатом соединении ненагруженной волновой передачи / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр.- М.: Станкин, 1970. С. 66 – 69.
130. Синкевич Ю. Б. Исследование КПД волновой зубчатой передачи / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 287 – 292.
131. Синкевич Ю. Б. Кинематика точек гибкого колеса зубчатой волновой передачи / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 26 – 34.
132. Синкевич Ю. Б. Приближённый анализ потерь в зубчатом двухволновом редукторе / Ю. Б. Синкевич // Волновые и цепные передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1967. С. 111 – 119.
133. Скворцова Н. А. Особенности зацепления в высшей паре волновой зубчатой передачи / Н. А. Скворцова, Х. Р. Казыханов, Н. А. Дмитриева // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 9. С. 77 – 81.
134. Скворцова Н. А. Расчёт двухволновых зубчатых передач с дисковым волнообразователем / Н. А. Скворцова, Ю. И. Сёмин, В. И. Башкин // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 11 – 17.

135. Скворцова Н. А. К вопросу получения беззазорного волнового зубчатого соединения / Н. А. Скворцова, Ю. И. Сёмин, Ф. И. Фурсяк // Известия вузов. Машиностроение. 1972. №7. С. 64 – 67.
136. Скворцова Н. А. Экспериментальные исследования кинематической точности волновых зубчатых передач / Н. А. Скворцова, Ф. И. Фурсяк // Тезисы докладов «Волновые зубчатые передачи». - М.: НТО Машпром. - МВТУ. 1973. С. 114 – 120.
137. Справочник по геометрическому расчёту эвольвентных зубчатых и червячных передач / И. А. Болотовский, В. И. Безруков, О. Ф. Васильев и др. / Под ред. И. А. Болотовского. - М.: Машиностроение, 1986. 448 с.
138. Стрельников В. Н. Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”. – Харьков, 2013. Вып. 41'2013. С. 138 – 142.
139. Стрельников В. Н. Относительное положение зубьев в волновой передаче / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов // Вестник Харьковского гос. политехнического университета: Технологии в машиностроении. - 1999. Вып. 50. С. 26 – 33.
140. Стрельников В. Н. Кинематические параметры волнового зубчатого зацепления / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов // Вестник Харьковского гос. политехнического университета: Технологии в машиностроении. 1999. Вып. 50. С. 34 – 41.
141. Стрельников В. Н. Моделирование силового взаимодействия зубьев в волновом зацеплении / В. Н. Стрельников, В. А. Панков, С. В. Севостьянов // Вестник Харьковского гос. политехнического университета: Технологии в машиностроении. 1999. Вып. 50. С. 42 – 53.

142. Стрельников В. Н. Анализ силовых параметров волнового зубчатого зацепления / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов // Вестник Харьковского гос. политехнического университета: Технологии в машиностроении. 1999. Вып. 50. С. 54 – 64.
143. Стрельников В. Н. Об энергетических потерях в зацеплении волновой зубчатой передачи / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов // Защита металлургических машин от поломок. 1998. Вып. №3. С. 237 – 241.
144. Стрельников В.Н. Экспериментальное исследование к.п.д. крупных волновых редукторов / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Прогрессивні технології і системи машинобудування: Міжнародний сб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. Вип. 1, 2(44). С. 244 – 250.
145. Стрельников В.Н. Ресурсные испытания крупных волновых редукторов / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: Збірник наукових праць: Серія “Проблеми механічного приводу” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2013. №41’2013. С. 142 – 147.
146. Стрельников В.Н. Анализ осевых сил, возникающих на гибком колесе волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: Збірник наукових праць: Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2012. Вип. 36’2012. С. 140 – 145.
147. Стрельников В.Н. Исследование взаимодействия гибкого колеса с генератором волн / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Les problèmes contemporains de la technosphère et de la formation des cadres d’ingénieurs // Recueil des exposés des participants de la V Conférence internationale scientifique et méthodique à Tabarka du 06 au 15 octobre 2011. – Donetsk: UNTD, 2011. P. 197 – 201

148. Стрельников В. Н. Взаимодействие генератора волн с гибким колесом / В.Н. Стрельников // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научн. тр. - Донецк: ДГТУ. - 2000. Вып. 13. С. 191 – 199.
149. Стрельников В. Н. Экспериментальное исследование деформаций и давлений на диски генератора волн колесом / В.Н. Стрельников // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту. -2000.- №9(31). Ч.1. С. 151 – 156.
150. Стрельников В.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния диска генератора волн крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Прогрессивні технології і системи машинобудування: Міжнародний сб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2013. Вип. 1, 2(46). С. 283 – 293.
151. Стрельников В. Н. Определение КПД волнового зубчатого редуктора / В. Н. Стрельников // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту. - 2001. - №5(39). С. 113 – 117.
152. Стрельников В.Н. Экспериментальное исследование осевых сил крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Прогрессивні технології і системи машинобудування: Міжнародний сб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. Вип. 1, 2(44). С. 238 – 243.
153. Стрельников В. Н. Анализ напряженного состояния гибкого колеса волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Прогрессивні технології і системи машинобудування: Міжнародний сб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. Вып. 42. С. 266 – 273.
154. Стрельников В.Н. Экспериментальное определение силовых факторов в области контакта гибкого колеса с генератором волн / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вісник національного технічного університету

“ХПІ”: Збірник наукових праць: Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011. Вип. 28’2011. С. 162 – 168.

155. Стрельников В. Н. Исследование напряженного состояния оболочки гибкого колеса крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: Збірник наукових праць: Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011. Вип. 29’2011. С. 170 – 179.

156. Стрельников В. Н. Прогрессивные технические решения в редукторостроении / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов, В. А. Панков // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI в.: Сб. тр. VIII междунар. научно - техн. конф. - Донецк: Донецкий гос. техн. ун-тет. 2001. т.2. С. 180 – 183.

157. Стрельников В. Н. Определение осевых сил на гибком колесе волновой передачи / В. Н. Стрельников // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI в.: Междунар. сб. научных тр. - Донецк: Донецкий гос. технический ун - тет. 2002. Вып. 19. С. 224 – 232.

158. Стрельников В. Н. Экспериментальное определение осевых сил в крупных волновых редукторах / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Прогрессивні технології і системи машинобудування: Міжнародний сб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2013. Вип. 1, 2(45). С. 235 – 240.

159. Стрельников В. Н. Определение КПД и осевых сил в крупных волновых зубчатых редукторах / В. Н. Стрельников // Вестник НТУ «ХПИ». - Харьков, 2002. Вып. 10’2002. С. 111 – 125.

160. Стрельников В. Н. Определение осевых сил на генераторе волн в крупных волновых зубчатых редукторах / В. Н. Стрельников, С. В. Севостьянов, В. А. Панков // Прогрессивные технологии и системы

машиностроения. Междунар. сборник научн. тр. - Донецк: Донецкий гос. технический ун - тет. 2002. Вып. 22. С. 27 – 35.

161. Стрельников В.Н. Определение деформаций и напряжений гибкого колеса крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников, Г. С. Суков, М. Г. Суков // Вісник національного технічного університету “ХПІ”: Збірник наукових праць: Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу” – Харків: НТУ “ХПІ”, 2012. Вип. 35’2012. С. 159 – 166.

162. Стрельников В.Н. Экспериментальное определение силовых факторов в области контакта гибкого колеса с генератором волн / В. Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск “Проблемы механического привода” – Харьков, 2011. Вып. 28’2011. С. 162 – 168.

163. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов / С. П. Тимошенко. — М.: «Наука», 1965. 480 с.

164. Тимошенко СП., Войновский - Кригер С. Пластинки и оболочки / С. П. Тимошенко. - М.: «Наука», 1966. 635 с.

165. Турышев В. А. Экспериментальные волновые передачи / В. А. Турышев, В. Д. Волков // Машиностроение. - Красноярск: КПИ. - 1971. - Вып. 5. С. 3 – 19.

166. Турышев В. А. Василенко Н. В. Кинематические характеристики волновой резьбовой передачи / В. А. Турышев, Я. Г. Елисеев // Машиностроение. - Красноярск: КПИ. 1975. Вып. 9. С. 83 – 99.

167. Устиненко А.В., Протасов Р.В. Синтез эволютного зацепления и анализ его качественных показателей. Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми

- механічного приводу. – Х. : НТУ «ХП», 2016. – № 23 (1195). – С. 125–133. –
Бібліогр.: 11 назв. –ISSN2079-0791
168. Финогенов В. А. О КПД генераторов волновых передач / В. А. Финогенов
// Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 6. С. 45 – 48.
169. Финогенов В. А. О распределении нагрузки по зубьям волновой передачи
/ В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1971. № 12. С. 51 – 54.
170. Фрохт М. М. Фотоупругость: В 2 т. М. М. Фрохт / ГИТТЛ. - М. - Л., 1948.
Т. 1, 2.
171. Цейтлин Н. И. Классификация волновых передач / Н. И. Цейтлин //
Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 9 – 12.
172. Цейтлин Н. И. Оценка свойств зацеплений зубьев волновой передачи / Н.
И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 126 – 144.
173. Цейтлин Н. И. Проектировочный расчёт волновой зубчатой передачи / Н.
И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 6 –
20.
174. Цейтлин Н. И. Синтез зацепления зубьев волновой передачи /
Н.И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 103 – 114.
175. Цейтлин Н. И. Приближённые аналитические зависимости для
определения удельных давлений при тесном контакте цилиндра с
цилиндрическим вырезом / Н. И. Цейтлин // Волновые передачи: Сб. тр. - М.:
Станкин, 1970. С. 245 – 250.
176. Цейтлин Н. И. О характере контакта между эвольвентными зубьями в
волновой передаче / Н. И. Цейтлин, Ю. В. Бучаков // Волновые передачи:
Сборник тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 193 – 204.

177. Цейтлин Н. И. Определение податливости диафрагмы гибкого колеса - стакана волновой зубчатой передачи / Н. И. Цейтлин, М. Б. Михеев // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1978. Вып. 4. С. 153 – 165.
178. Цейтлин Н. И. Методика геометрического расчёта волновых зубчатых передач / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Волновые и цепные передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1967. С. 9 – 20.
179. Цейтлин Н. И. Расчёт параметров зацепления волновой передачи / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 13 – 25.
180. Цейтлина Е. Н. Разработка волнового зубчатого зацепления при заданной форме срединной кривой гибкого колеса / Е. Н. Цейтлина // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 45 – 57.
181. Цукерман Э. М. Выбор геометрических параметров волновой зубчатой передачи / Э. М. Цукерман // Вестник машиностроения. - 1964. № 11. С. 23 – 28.
182. Шамирян - Пахлеванян Р. Н. Проявление накопленной погрешности окружного шага волновой зубчатой передачи / Р. Н. Шамирян - Пахлеванян // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. С. 35 – 44.
183. Шендерова Е. Н. Выбор некоторых геометрических параметров зацепления зубьев волновой передачи на основе анализа кривой однопарного контакта / Е. Н. Шендерова Е. Н. // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1975. С. 115 – 125.
184. Штаерман И. Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел / И. Я. Штаерман // Докл. АН СССР. - Т. 25, № 5. 1939. С. 360 – 362.

185. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости / И. Я. Штаерман. - М.: Гостехиздат, 1949. 270 с.
186. Шувалов С. А. Графо - аналитический метод анализа геометрии зацепления в волновой зубчатой передаче / С. А. Шувалов // Известия вузов. Машиностроение. 1965. № 2. С. 89 – 93.
187. Шувалов С. А. Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач / С. А. Шувалов // Вестник машиностроения. 1976. № 11. С. 17 – 20.
188. Шувалов С. А. Расчёт волновых передач с учётом податливости звеньев / С. А. Шувалов // Вестник машиностроения. 1974. № 6. С. 46 – 51.
189. Шувалов С. А. Учебное пособие по расчёту планетарных и волновых передач / С. А. Шувалов. - М.: МВТУ, 1984. 48 с.
190. Шувалов С. А. Исследование напряжений в гибком зубчатом венце методом конечных элементов / С. А. Шувалов, В. Н. Горелов // Вестник машиностроения. 1983. № 1. С. 10 – 12.
191. Шувалов С. А. Блокировочные контуры волновой зубчатой передачи / С. А. Шувалов, В. Д. Дудко // Известия вузов. Машиностроение. 1971. № 7. С. 60 – 65.
192. Шувалов С. А. Пространственное представление зацепления волновой передачи / С. А. Шувалов, В. Д. Дудко // Известия вузов. Машиностроение. 1972. № 10. С. 45 – 47.
193. Шувалов С. А. Нагрузка на генератор волновой зубчатой передачи / С. А. Шувалов, Ю. М. Паршин // Известия вузов. Машиностроение. 1971. № 12. С. 19 – 23.

194. Шувалов С. А. Характеристика точности и жёсткости волновых зубчатых передачи / С. А. Шувалов, П. К. Попов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1970. № 6. С. 57 – 62.
195. Шувалов С. А. Напряжения в гибком колесе волновой передачи в динамике / С. А. Шувалов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. 1970. №7. С. 33 – 37.
196. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений / Касаткин Б. С. и др. / - К.: Наукова думка, 1981. 583 с
197. Ястребов В.М., Воронин Н.А., Боровиков Н.А. Синтез приближённого зацепления волновой зубчатой передачи с одновенцовым гибким колесом / В.М. Ястребов, Н.А. Воронин, Н.А. Боровиков // «Волновые зубчатые передачи». Тезисы докладов. Л.: ЛВИКА им. А.Ф.Можайского. - НТО Машпром. 1969. С. 228 – 235.
198. Antriebstechnik im Aufschwung. Produktion: Die Wochenzeitung fur das technische Management. 2000, № 43, p. 4.
199. Dudley D.W. Harmonic drive arrangements // Gear handbook. USA. 1962. ch. 3. p. 35 – 44.
200. Musser C. W. The Harmonic drive. - «Machine Design», 1960, № 8,(V 32), p. 160 – 173.
201. Musser C. W. New Look at Elastik - Body Mechanics // Machine Desing. 1961, v. 33. №8. p. 150 – 156.
202. Iosef Peter. Untersuchungsergebuisse von Wellcugetrieben // Wiss. Z. Wilhelm - Pieck - Univ. Rostock - Naturwiss. R. 1987. 36, № 7. p. 28 – 31.
203. Ishikawa S., The gear geometry of tooth engogement in harmonic drive. ISME Semi - Intemot. Sumpos. Poppers, Tokyo, 1967. R. p. 97 – 104. Геометрия

зубчатого зацепления волновой передачи. // Экспресс - информация ВИНТИ. Детали машин. 1968. № 18. С. 23 – 40.

204. Kikuchi Masanori, Hasegawa Haruhiko, Kiyosawa Yoshihide, Zhang Xin-yue. // Department of Mechanical Engineering, Science University of Tokyo, Chiba, Japan // Nihon kikai gakkai ronbunshu. C = Trans, Jap. Soc. Mech. Eng. C 2001. 67, № 656, p. 900 – 905.

205. Lauletta, Anthony (April 2006). "The Basics of Harmonic Drive Gearing". *Gear Product News*: 32 – 36.

206. Leistner F., Kunad G. Wellgetriebe - ein hochüberzetzendes Getriebe // Maschinenbautechnik. 1986, 35. № 7. p. 295 - 298.

207. Leistner F., Otto V. Zur Dimensionierung von Wellgetrieben // Konstruktion. - 1990, 42. № 7 - 8. p. 255 – 260.

208. Lewis John. Fast forward for harmonic-drive gearing. *Glob. Des. News*. 2000. 4, № 2, p. 46 – 47.

209. Stoehr Jeffrey D. Choosy about gears. *Tool, and Prod*. 2001. 66, № 10, с 65 - 67.

210. Stotz Claus-M. Sorgen urn den Nachwuchs. *Maschinenmarkt*. 2001. 107, № 32, p. 20 – 22.

211. Suqimoto N., Ishida T., Sasahara M., Kiyosawa Y. Nihon kikai gakkai ronbunshu. C - Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. C. 1999. 65, № 6356 с. 2872 - 2879.

212. Ting L., Yuan S.W. On Radial Deflection of a Cylinder Finite Length With Various End Conditions «*Journal of the Aeronautical*», «*Sciences*», V. 25, № 4, 1958.

213. Tuttle, Timothy D. (1992). Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission (Report). Massachusetts Institute of Technology.
214. Ueura K; Kiyosawa Y; Kurogi J; Kanai S; Miyaba H; Maniwa K; Suzuki M; Obara S (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222 (8): 1051–1061.
215. VDMA Antriebstechnik und Fluidtechnik befinden sich auf Wachstumskurs. Ind. - Anz. 2000. 122, № 45, p. 3.
216. Wachstumspotenzial für Getriebe und Getriebemotoren. HTM: Hdrter. - tectm. Mitt. 2002. 57, № 6, p. 16 – 17.
217. Wang Huakun, Fan Yuanxun, Song Defeng (College of Mechanics, Nanjing University of Science & Technology, Nanjing, China). Nanjing hangkong hangtian daxue xuebao - J. Nanjing Univ. Aeron. and Astronaut. 2000. 32, № 6, c. 717 - 722.
218. Zhong Liangwei, Zeng Xiaojing, Zou Xuping (College of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China). Shanghai ligong daxue xuebao - J. Univ. Shanghai Sci. and Technol. 2002. 24, Us 2, p. 149 – 152.

Додаток А

Дослідження силових процесів у зубчастому зачепленні хвильової передачі

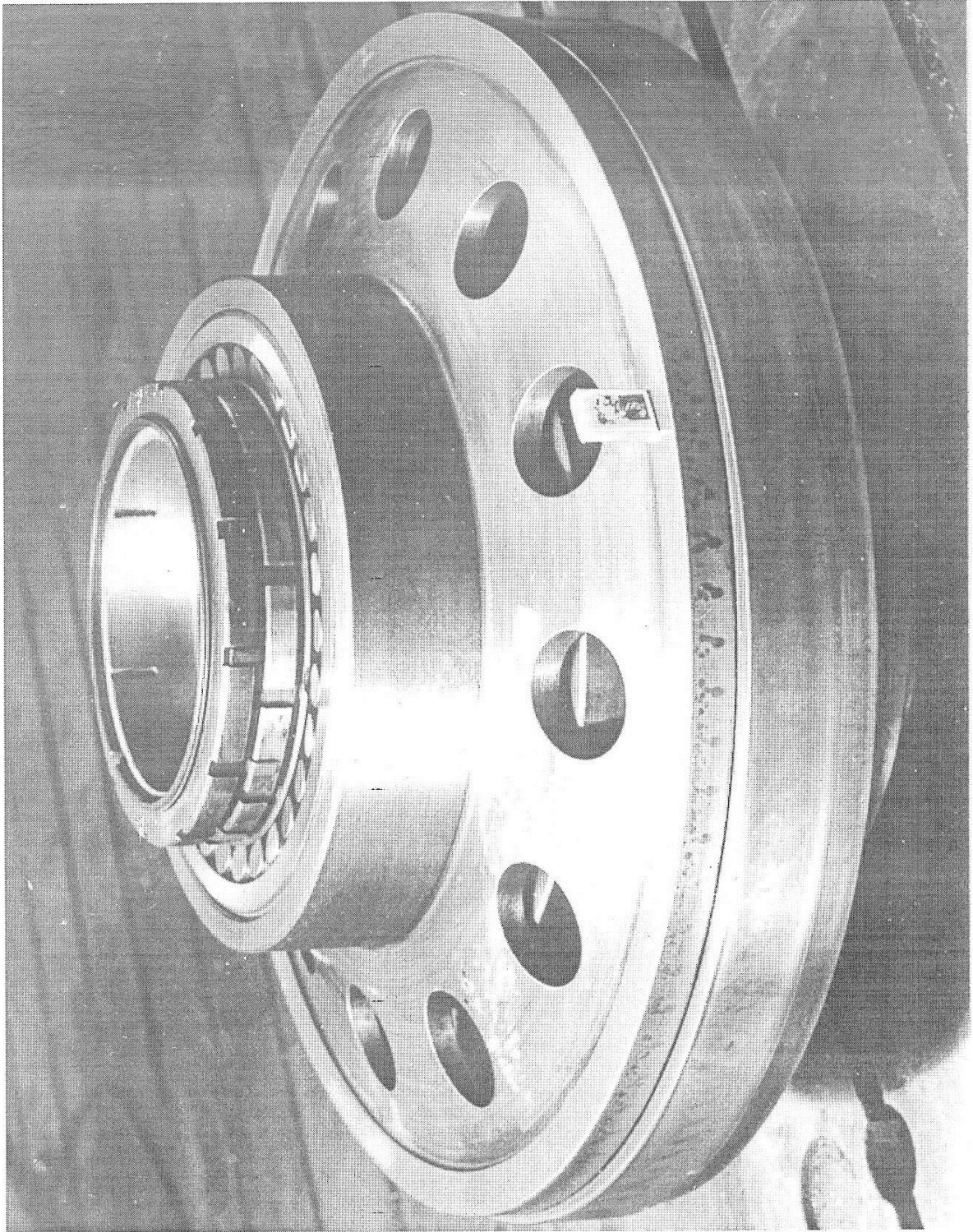


Рисунок А.1 Дисківий генератор хвиль редуктора приводу рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500



Рисунок А.2 Виробництво великогабаритних хвильових зубчастих редукторів на ПрАТ «НКМЗ»

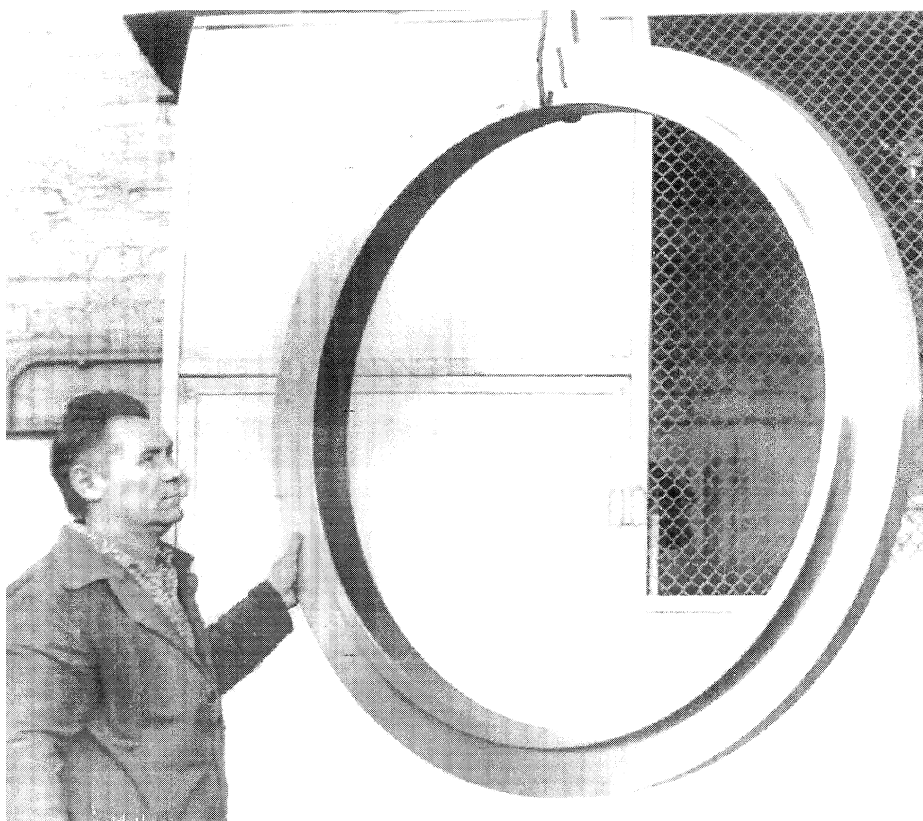


Рисунок А.3 Жорстке зубчасте колесо хвильового редуктора приводу повороту рудорозмельного млина МГР 5500 × 7500

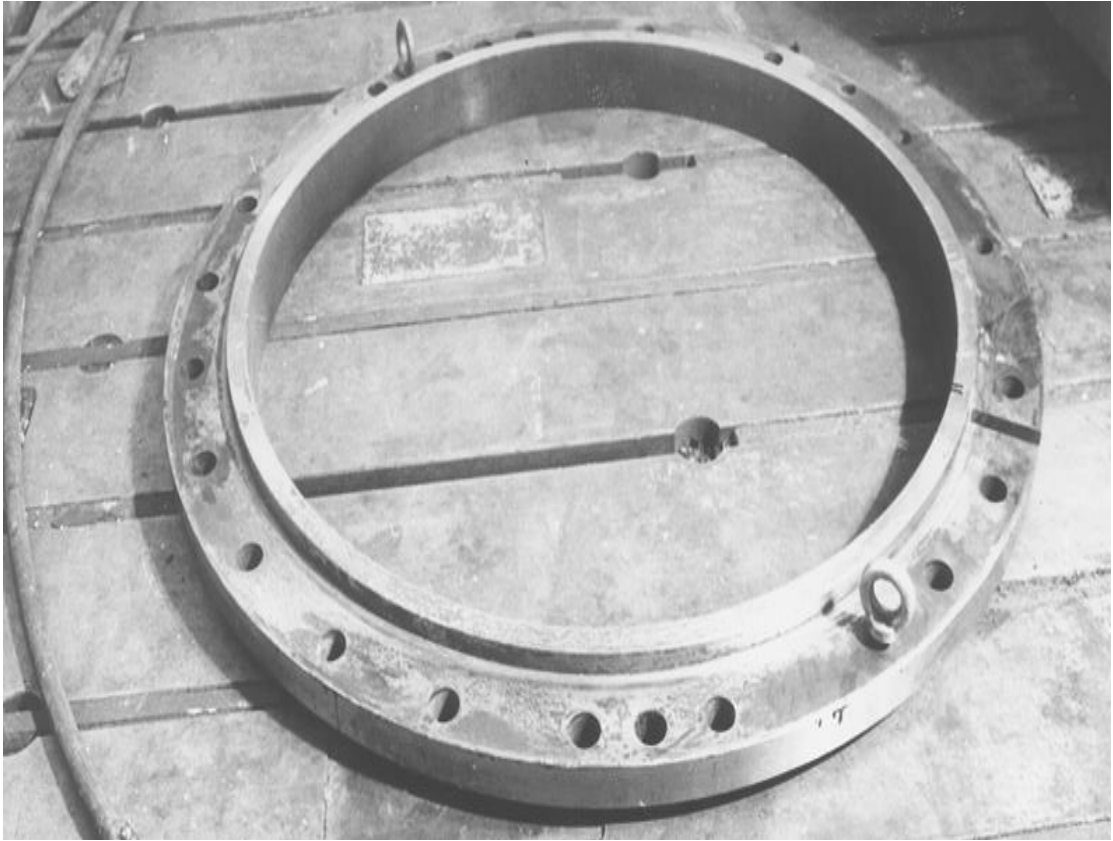


Рисунок А.4 Жорстке колесо хвильової зубчастої передачі редуктора приводу нахилу міксеру МП – 600АС з локалізованим контрольним зубцем

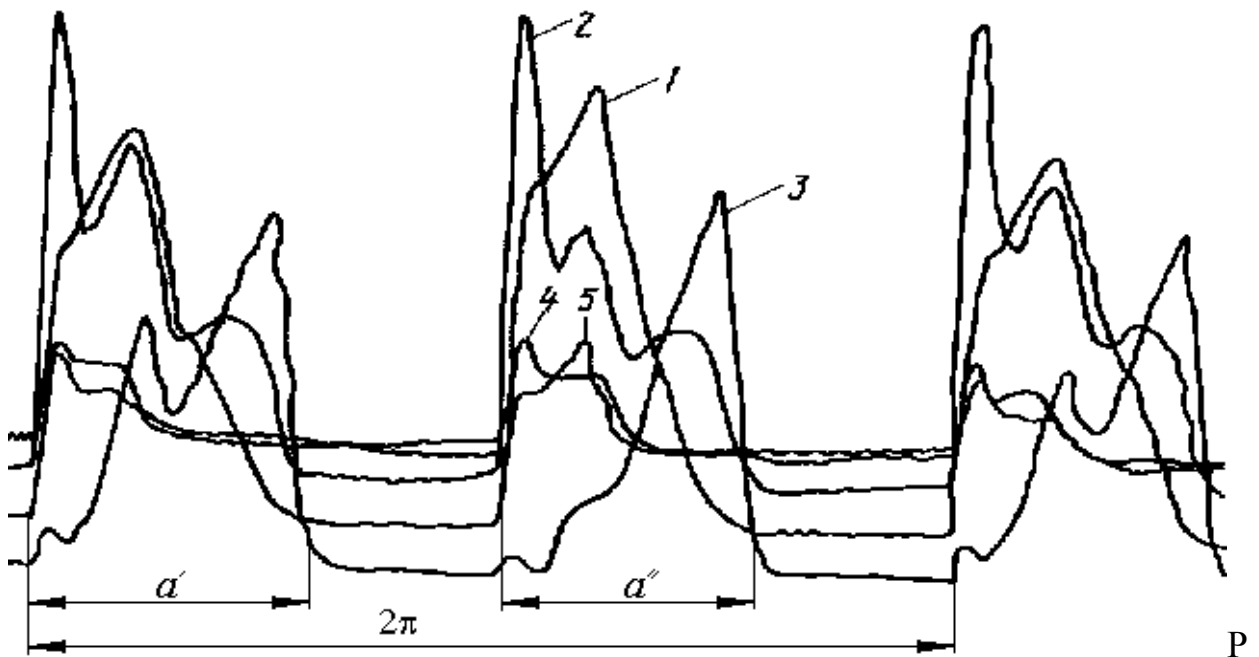


Рисунок А.5 Осцилограма деформації контрольнього зуба жорсткого колеса при навантажувальному моменті $M_2 = 3 \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та частоті обертання вхідного валу $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$; 1, 2, 3, 4, 5 – осцилограми деформації локалізованих елементів контрольнього зуба.

Результати тензометрії контрольного зуба жорсткого колеса

Кут повороту генератора, град.	Номери виділених елементів контрольного зуба														
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2														
	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м					$M_2 = 10^5$ Н·м					$M_2 = 2 \cdot 10^5$ Н·м				
	Показання осцилограми, мм														
-48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	0	0	0	0
-45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	32	5	2	0	0
-40	0	0	0	0	0	48	7	9	0	0	69	15	20	9	4
-38	8	0	0	0	0	74	12	25	17	2	77	19	25	12	8
-35	22	4	5	0	0	103	20	39	26	10	85	26	35	17	12
-34	27	5	7	3	0	106	22	40	28	12	85	27	37	19	13
-33	32	6	9	5	0	111	25	42	29	14	84	30	39	21	14
-30	44	9	16	8	3	118	33	49	31	16	61	35	55	23	14
-25	58	16	22	13	5	94	46	57	31	11	36	44	42	21	11
-20	62	22	27	16	7	62	57	59	24	8	42	50	38	14	7
-15	59	28	31	17	6	51	70	59	18	5	51	57	32	11	4
-10	49	33	34	17	6	60	81	57	13	4	57	63	25	9	3
-8	46	35	34	17	6	69	82	55	12	3	58	64	23	8	3
-5	44	38	35	16	5	80	86	51	10	3	57	66	19	7	2
-3	45	40	34	15	5	81	85	49	9	2	53	65	17	7	2
0	46	43	33	14	4	75	81	43	8	2	48	62	13	5	1
7	50	45	26	9	2	51	58	23	6	1	36	45	9	5	1
10	49	44	21	6	1	42	46	19	5	1	32	37	7	3	1
15	42	37	11	3	1	27	27	11	3	0	25	23	5	3	1
20	23	14	5	1	0	18	14	5	2	0	18	13	3	1	0
25	5	3	0	0	0	9	5	0	0	0	13	6	2	0	0
30	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	8	3	0	0	0
35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0

Кут повороту генератора, град.	Номери виділених елементів контрольного зуба														
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2														
	$M_2 = 3 \cdot 10^5$ Н·м					$M_2 = 4 \cdot 10^5$ Н·м					$M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м				
	Показання осцилограми, мм														
-50	0	0	0	0	0	23	1	0	0	0	26	2	0	0	0
-45	38	6	6	2	1	53	16	16	6	3	63	11	21	11	3
-40	55	12	13	6	3	71	10	25	14	8	98	17	32	22	12
-36	58	16	19	8	5	77	13	29	19	10	106	20	39	28	15
-35	58	17	20	10	5	76	14	30	20	11	105	21	40	28	14
-30	57	23	24	13	7	58	19	35	22	10	79	25	47	29	14
-25	45	28	27	15	8	35	24	38	21	8	48	28	50	27	11
-22	34	31	28	16	8	34	27	39	20	7	45	31	53	24	9
-20	29	33	29	16	9	35	27	40	18	6	48	33	53	21	7
-15	24	36	31	16	9	48	34	40	13	5	67	42	53	15	4
-10	26	40	31	15	8	53	40	38	10	4	81	51	51	11	3
0	38	46	26	10	4	48	50	27	7	3	66	69	41	7	2
10	31	49	19	5	1	31	59	17	5	1	44	81	29	4	1
12	28	48	17	4	1	28	60	15	4	1	40	82	27	4	1
15	25	46	14	3	1	23	58	13	3	1	35	81	23	3	1
20	19	32	10	1	0	17	46	9	3	0	27	63	18	2	0
30	8	10	3	0	0	2	14	3	1	0	13	21	8	0	0
40	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	3	4	1	0	0
45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0

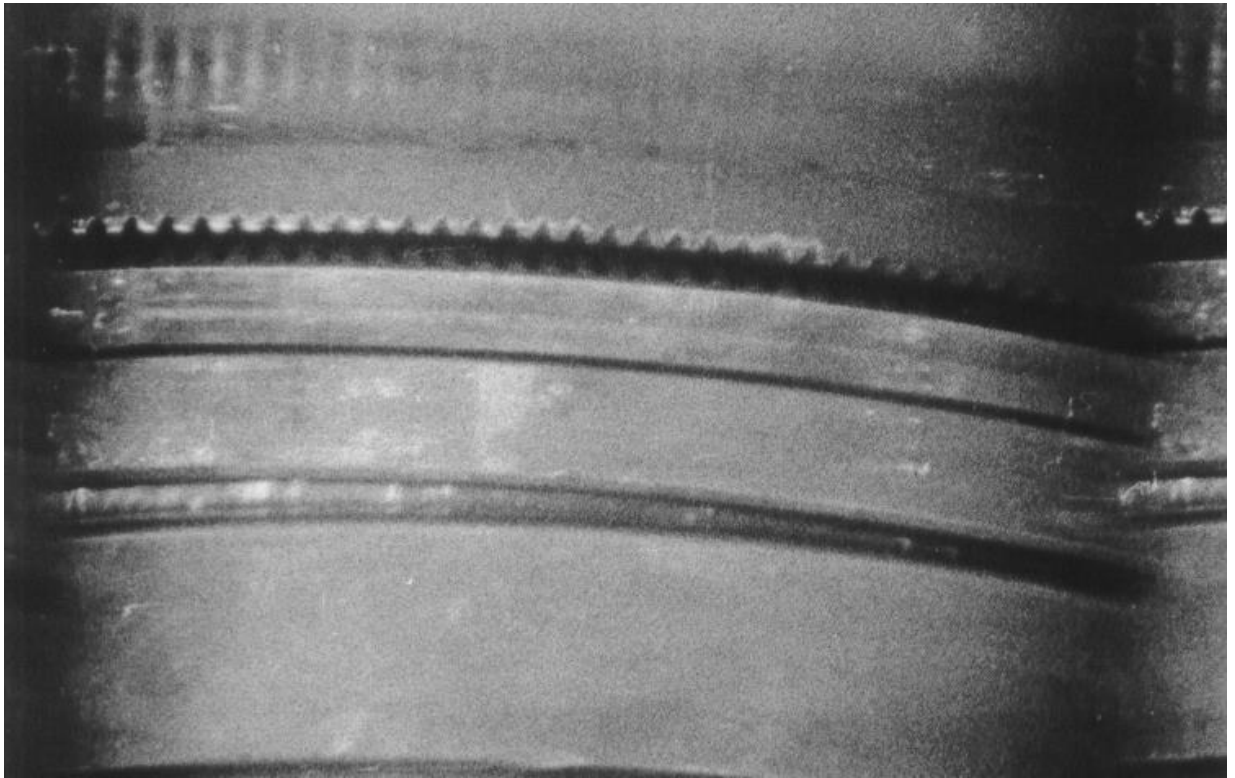


Рисунок А.6 Фрагмент швидкісної кінозйомки моменту зближення та входу зубців у зачеплення редуктора приводу нахилу міксеру МП – 600АС



Рисунок А.7 Фрагмент швидкісної кінозйомки моменту повного входу зубців у зачеплення редуктора приводу нахилу міксеру МП – 600АС

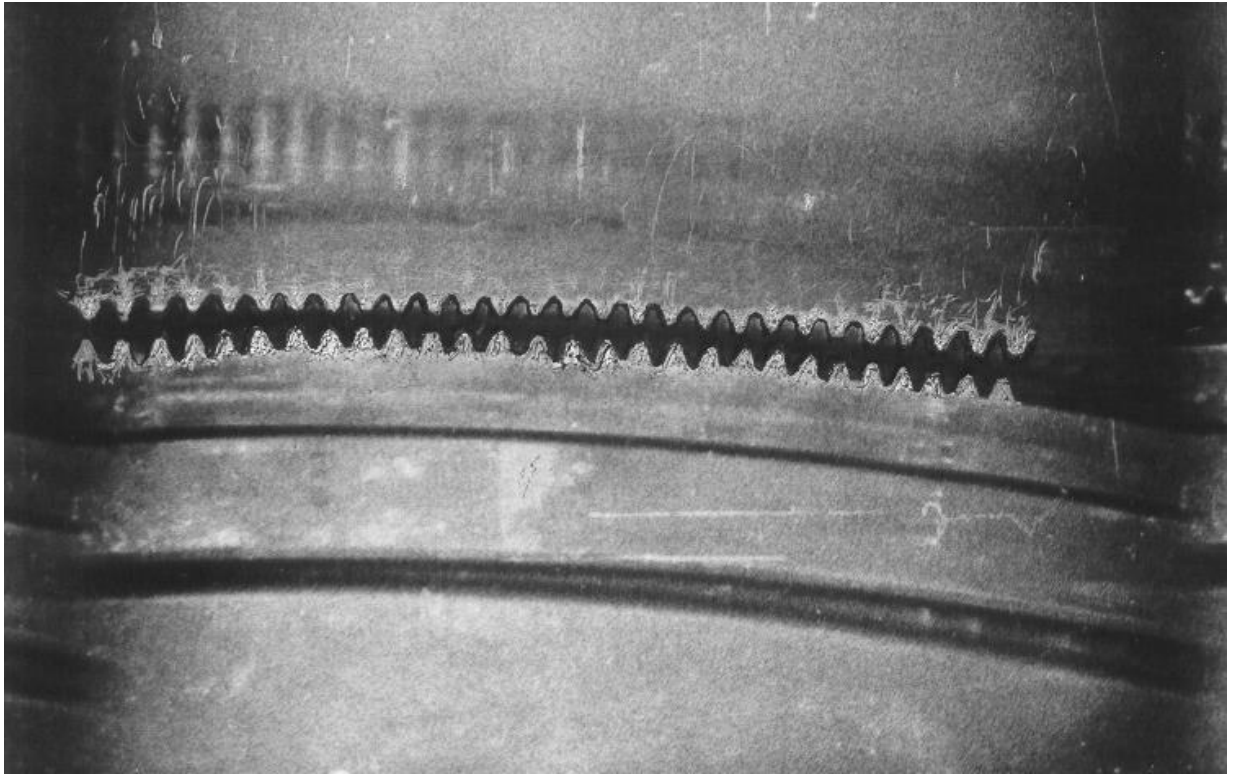


Рисунок А.8 Фрагмент швидкісної кінозйомки моменту повного виходу зубців із зачеплення редуктора приводу нахилу міксеру МП – 600АС

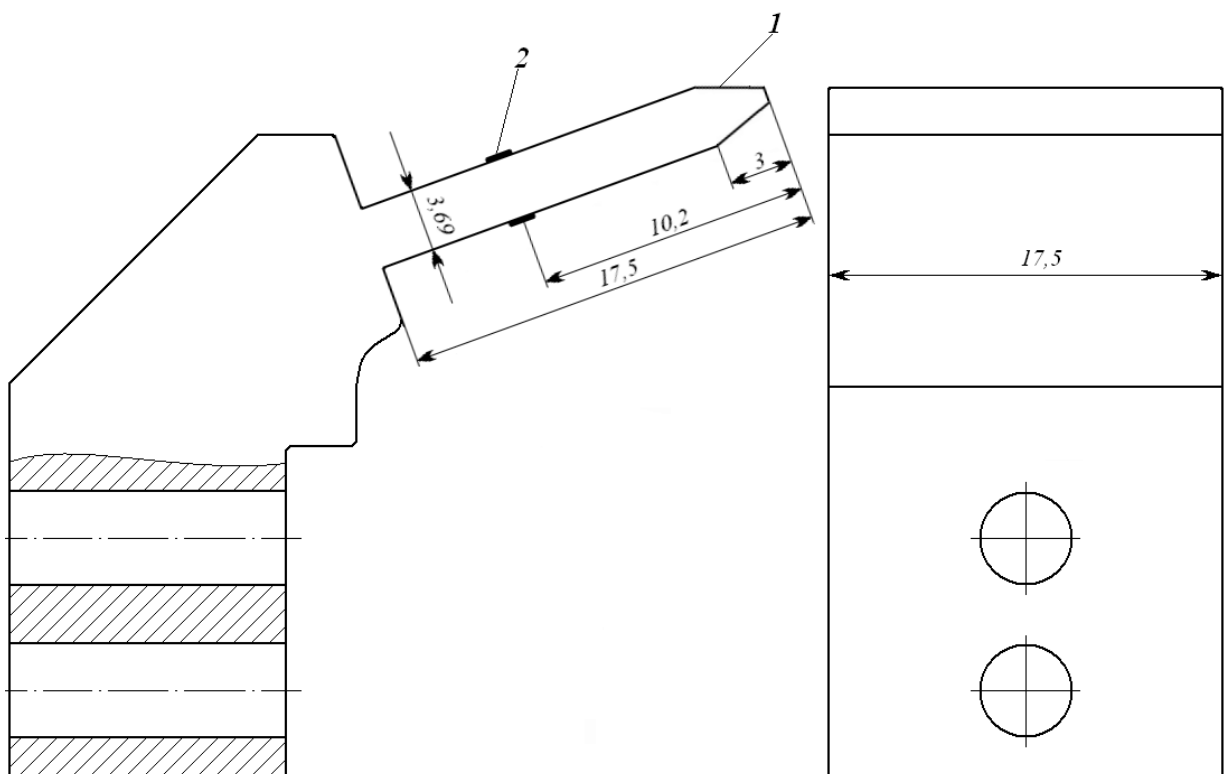


Рисунок А.9 Модель контрольного зуба жорсткого колеса 1 з тензорезисторами 2

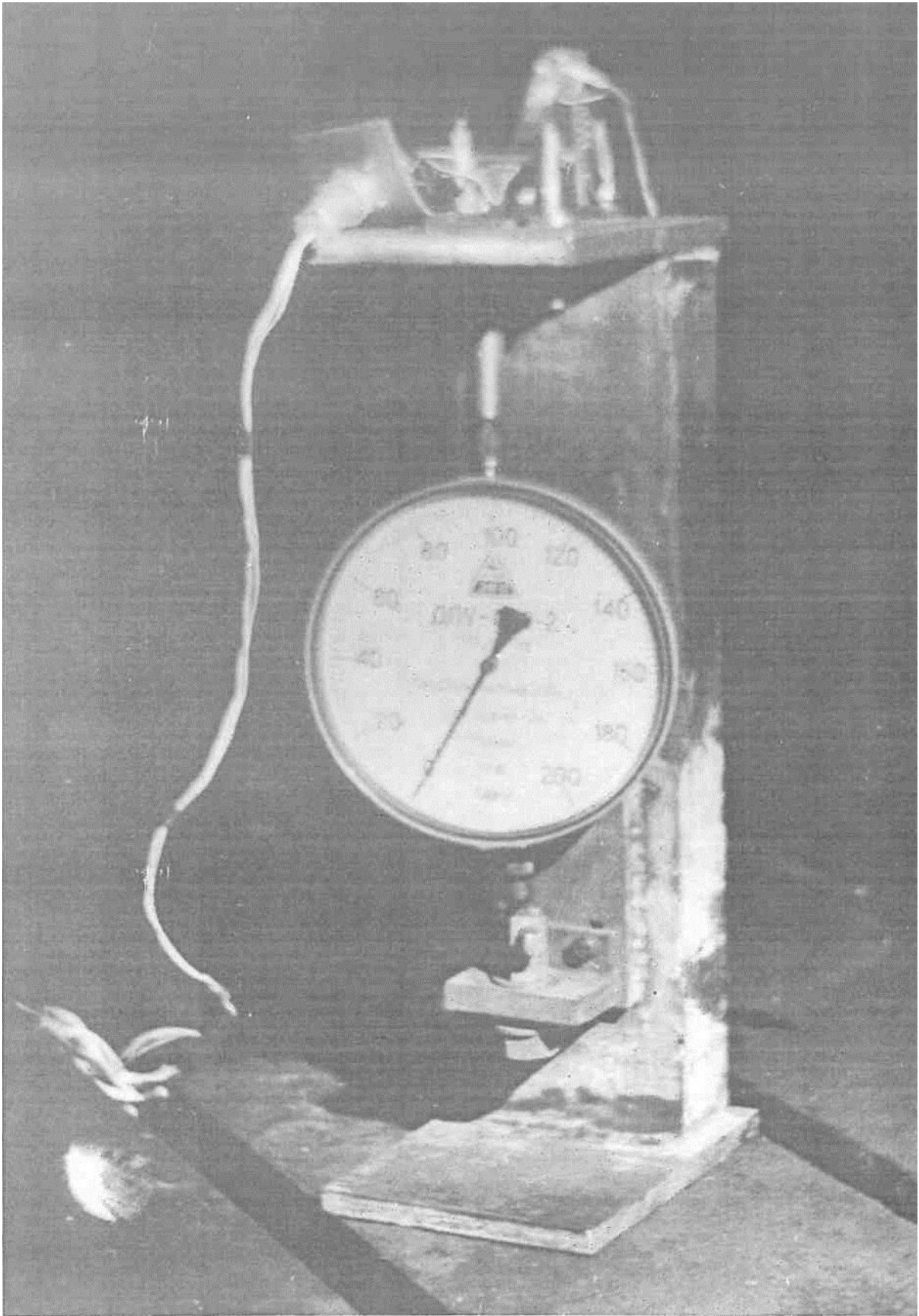


Рисунок А.10 Установка для моделирования навантаження контрольного зуба

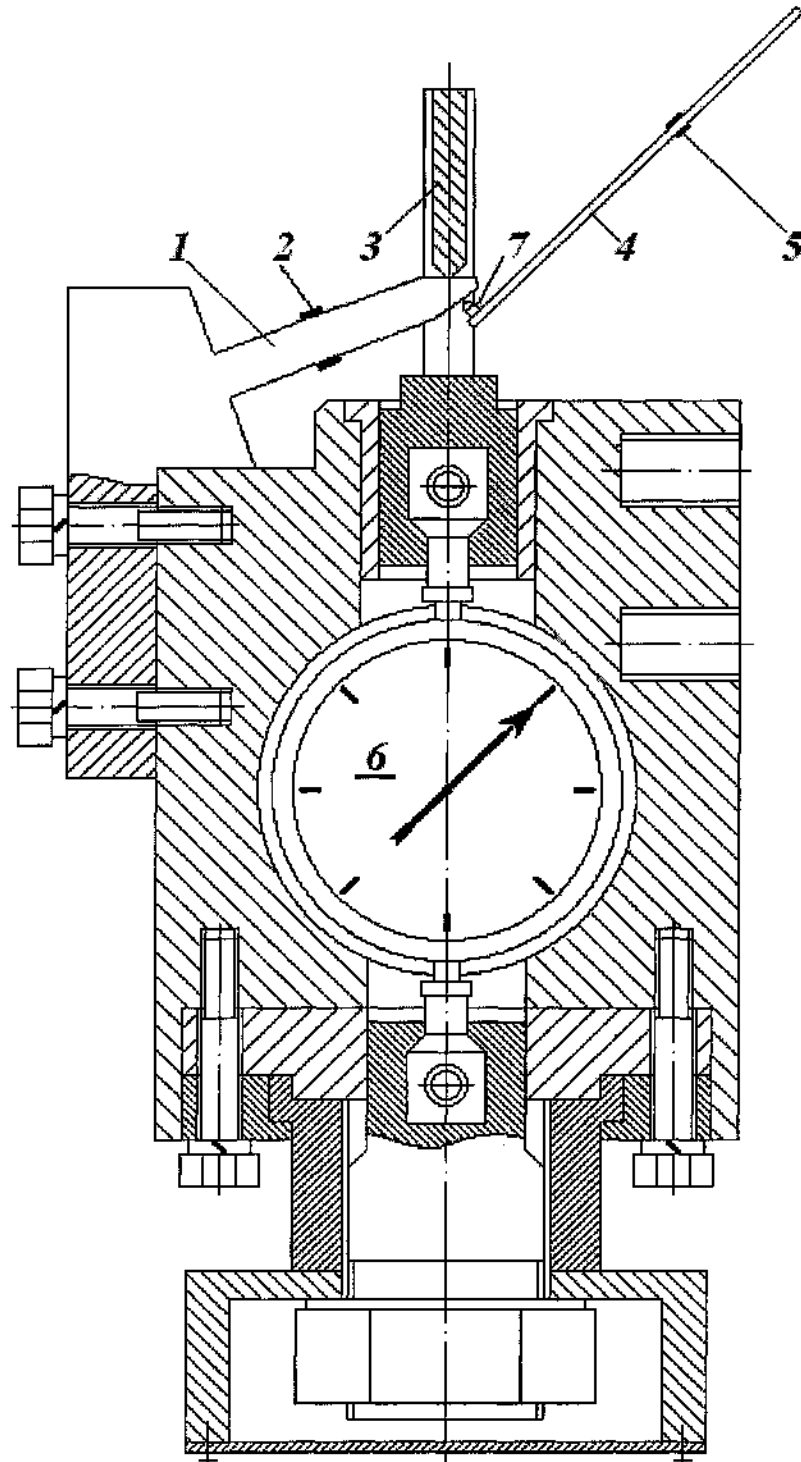


Рисунок А.11 Схема установки моделювання навантаження контрольного зуба: 1 – модель контрольного зуба; 2 – тензорезистори; 3 – призма; 4 – брус рівного опору; 5 – тензорезистори; 6 – динамометр; 7 – конус

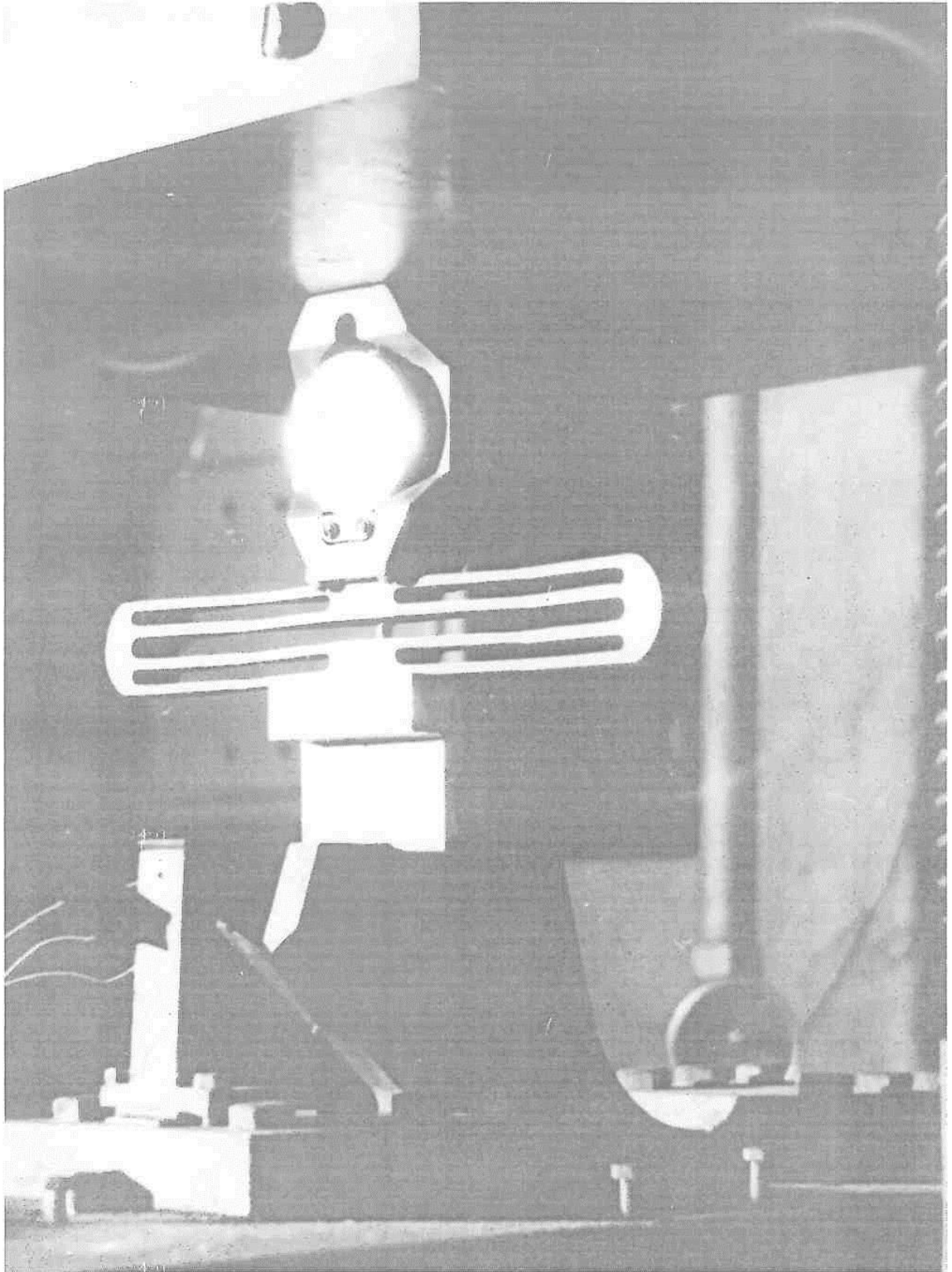


Рисунок А.12 Установка для масштабного моделювання деформації зуба на моделі, збільшеної у 25 разів відносно зуба

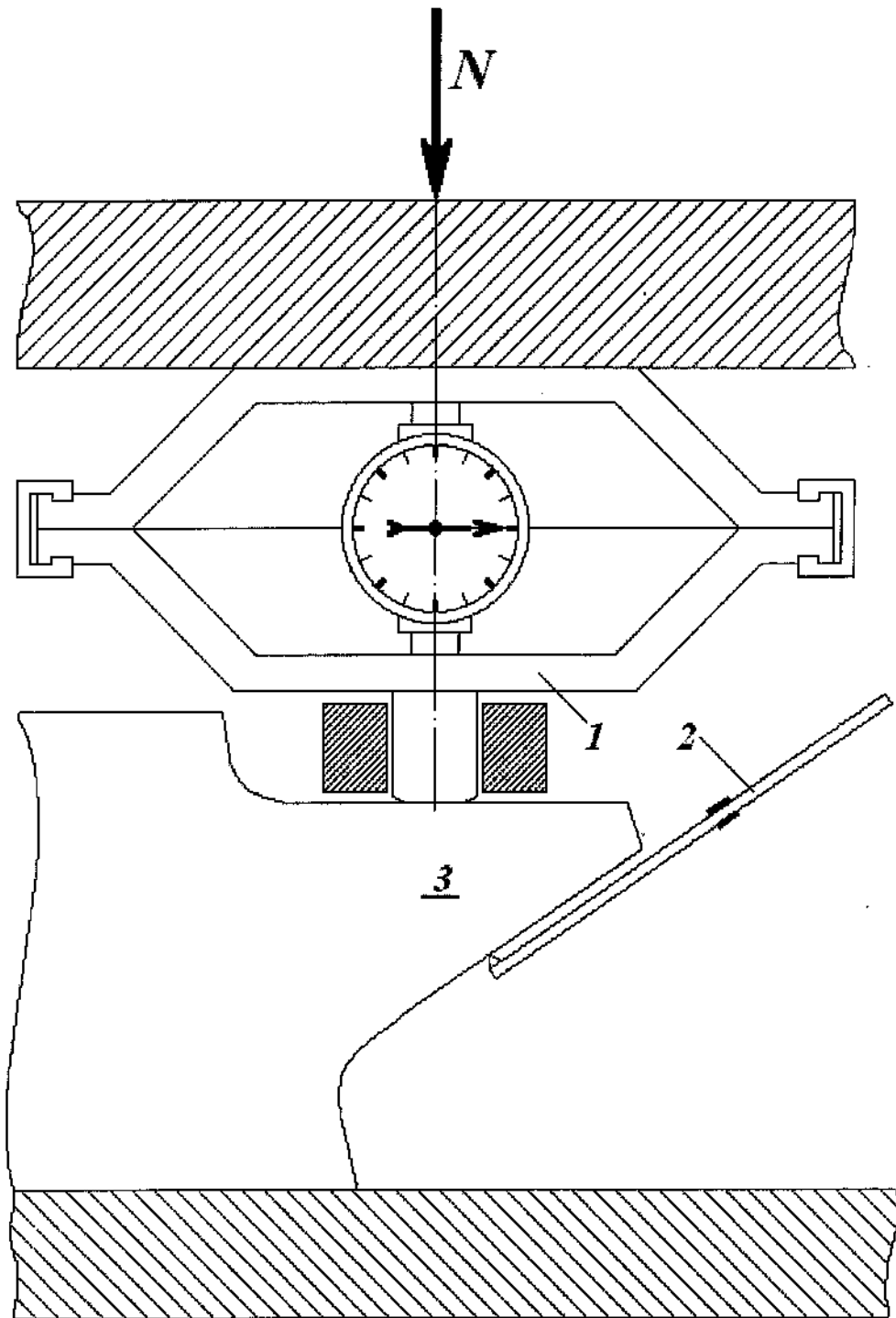


Рисунок А.13 Схема експериментальної установки масштабного моделювання деформації зуба через його збільшену модель: 1 – динамометр; 2 – брус рівного опору; 3 – збільшена модель зуба

Результати осцилографії збільшеної моделі зуба

Кут повороту генератора, град.	Номери виділених елементів контрольного зуба														
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2														
	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м					$M_2 = 10^5$ Н·м					$M_2 = 2 \cdot 10^5$ Н·м				
	Показання осцилограми, мм														
-48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0
-45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16	2	1	0	0
-40	0	0	0	0	0	24	3	4	0	0	34	7	10	4	2
-38	4	0	0	0	0	37	6	12	8	1	38	9	12	6	4
-35	11	2	2	0	0	51	10	21	13	4	42	13	17	8	5
-34	13	2	3	1	0	54	11	22	14	6	43	14	18	9	6
-33	16	3	4	2	0	57	12	23	15	7	44	15	20	10	7
-30	22	4	8	4	1	60	16	25	16	9	32	17	28	12	8
-25	29	8	11	6	2	47	23	28	15	6	20	22	21	10	6
-20	31	11	13	8	3	31	28	29	13	5	21	25	19	8	4
-15	29	14	15	9	3	25	35	30	10	4	25	28	16	7	3
-10	24	16	17	10	4	30	40	28	8	3	29	31	12	6	3
-8	23	17	18	9	3	34	41	27	7	2	20	32	11	5	2
-5	22	19	19	8	2	40	44	25	6	1	18	35	9	4	1
-3	21	20	17	7	2	42	42	24	5	1	27	33	8	3	1
0	23	21	16	6	2	37	40	21	4	1	25	31	6	2	1
7	25	22	13	4	1	25	30	11	3	1	19	22	4	2	1
10	24	20	10	3	1	21	23	9	2	0	17	18	3	1	0
15	20	18	5	1	0	13	13	5	1	0	12	11	2	1	0
20	10	8	2	1	0	9	7	2	1	0	9	6	1	1	0
25	2	1	0	0	0	4	2	0	0	0	6	3	1	0	0
30	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	4	1	0	0	0
35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Кут повороту генератора, град.	Номера виділених елементів контрольного зуба														
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2														
	$M_2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$					$M_2 = 4 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$					$M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$				
	Показання осцилограми, мм														
-50	0	0	0	0	0	12	1	0	0	0	13	0	0	0	0
-45	18	3	3	1	1	27	9	8	3	2	32	6	11	6	2
-40	27	6	7	3	2	36	5	13	7	4	49	9	16	11	6
-36	29	8	10	4	3	40	7	15	10	5	53	10	20	14	9
-35	30	9	11	5	3	38	8	15	11	6	55	11	22	15	8
-30	29	12	12	7	4	30	10	18	12	7	43	13	24	17	7
-25	23	14	13	8	4	20	12	19	11	6	26	14	25	14	6
-22	17	16	14	9	4	17	14	20	10	5	23	16	27	12	5
-20	15	17	15	10	5	18	15	20	9	4	14	17	29	11	4
-15	12	18	17	9	5	24	17	20	7	3	32	21	27	9	2
-10	13	20	16	8	4	28	20	19	5	2	43	26	26	7	2
0	19	23	13	5	2	24	25	14	4	2	33	35	21	5	1
10	16	25	10	3	1	17	30	9	4	1	22	41	15	4	1
12	14	24	9	2	1	14	32	8	3	1	20	43	14	3	1
15	13	23	7	2	1	12	29	7	2	1	18	41	12	2	1
20	10	16	5	1	0	9	23	5	2	0	14	32	9	1	0
30	4	5	2	0	0	1	7	2	1	0	7	11	4	0	0
40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	0	0
45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0

Результати вимірювання нормальної сили на збільшеній моделі зуба

Кут повороту генератора, град.	Номера виділених елементів контрольного зуба									
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2									
	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м					$M_2 = 10^5$ Н·м				
	Нормальна сила, прикладена до збільшеної моделі зуба, Н									
-40	0	0	0	0	0	7450	1000	1250	0	0
-38	1240	0	0	0	0	11470	1865	3730	2485	315
-35	3000	500	625	0	0	3425	620	625	4050	1250
-34	4025	615	945	315	0	16755	3415	6830	4330	1855
-33	4955	920	1250	625	0	17650	3735	7115	4665	2170
-30	6825	1250	2480	1245	305	18615	4955	7745	4960	2780
-25	9000	2475	3405	1875	615	14565	4840	8675	4660	1850
-20	9625	3400	4045	2475	925	9600	8685	8985	4025	1545
-15	8980	4350	4660	2785	920	7740	10865	9310	3105	1230
-10	7450	4955	5280	3105	1235	9315	12390	8695	2475	940
-8	7125	5280	5570	2780	940	10550	12715	8380	2160	615
-5	6815	5895	5890	2470	625	12395	13650	7755	1850	305
-3	6510	6210	5260	2165	615	13030	13020	7445	1540	315
0	7120	6515	4950	1875	610	11470	12415	6500	1235	310
7	7755	6810	4025	1240	320	7740	9300	3400	935	300
10	7445	6200	3110	920	310	6500	7135	2780	620	0
15	6200	5590	1555	305	0	4030	4020	1560	310	0
20	3095	2485	610	310	0	2795	2165	630	315	0
25	630	310	0	0	0	1250	615	0	0	0
30	0	0	0	0	0	310	0	0	0	0

Кут повороту генератора, град.	Номера виділених елементів контрольного зуба									
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2									
	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м					$M_2 = 10^5$ Н·м				
	Нормальна сила, прикладена до збільшеної моделі зуба, Н									
-50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-48	930	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-45	4955	625	310	0	0	12160	2020	2025	670	675
-40	10530	2180	3110	1240	625	18230	4055	4720	2030	1350
-38	11785	2785	3720	1850	1250	18905	4730	5730	2365	1690
-36	12400	3410	4480	2170	1390	19580	5400	6740	2700	2030
-35	13015	4030	5280	2475	1540	20250	6080	7420	3375	2025
-34	13335	4350	5585	2790	1865	20115	6485	7555	3645	2160
-33	13650	4655	6200	3095	2175	19980	6880	7690	3915	2295
-30	9920	5280	8675	3730	2470	19570	8100	8090	4730	2710
-25	6200	6815	6510	3110	1865	15525	9450	8780	5410	2700
-22	6350	7135	6190	2770	1540	11475	10810	9455	6075	2695
-20	6515	7740	5895	2475	1230	10125	11480	10130	6750	3375
-15	7755	8670	4955	2180	925	8110	12155	11470	6070	3380
-10	9000	9600	3725	1870	925	8775	13505	10795	5405	2695
-8	6210	9915	3400	1555	625	9585	13900	10595	4995	2425
-5	5575	10840	2800	1235	310	10800	14505	9795	4380	2020
-3	8385	10215	2485	925	315	11615	14920	9385	3980	1760
0	7755	9600	1865	625	305	12830	15520	8785	3370	1355
7	5890	6815	1245	615	310	11395	16465	7385	2425	750
10	5260	5580	935	315	0	10800	16875	6755	2025	680
12	4650	4640	770	310	0	9450	16200	6075	1350	665
15	3725	3415	615	310	0	8770	15530	4725	1345	675
20	2795	1850	315	305	0	6760	10795	3380	675	0
25	1860	930	310	0	0	4730	7075	2380	335	0
30	1245	310	0	0	0	2705	3375	1355	0	0

Кут повороту генератора, град.	Номера виділених елементів контрольного зуба									
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
	Навантажувальний момент M_2									
	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м					$M_2 = 10^5$ Н·м				
	Нормальна сила, прикладена до збільшеної моделі зуба, Н									
-50	8100	0	0	0	0	8775	0	0	0	0
-45	18230	6070	5395	2020	1355	21600	4055	4725	4045	1350
-40	24300	3385	8780	4725	2710	33075	6080	10800	7435	4050
-36	27000	4715	10120	6755	3375	35770	6750	12510	9450	6075
-35	25650	5405	10125	7420	4040	37125	7430	14850	10125	5400
-30	20250	6745	12150	8110	4730	29025	8775	16200	11480	4720
-25	13500	8090	12825	7415	4060	17550	9455	16875	9445	4050
-22	10625	9455	12500	6760	3365	15525	10800	18225	8115	3360
-20	12155	10130	12495	6080	2695	9460	10630	19575	7435	2705
-15	16205	10615	12490	4725	2025	21605	14175	18220	6075	1340
-10	18900	13495	12820	3360	1350	29030	1755	17545	4735	1360
0	16195	16870	9440	2700	1345	22275	23625	14175	3385	690
10	10625	18750	6080	2705	680	14850	27675	10115	2690	680
12	9450	21595	5400	2015	675	13500	29020	9440	2035	675
15	8100	18125	4710	1360	670	12145	27670	8090	1360	670
20	6070	15525	3375	1340	0	9460	21610	6065	675	0
30	675	4740	1355	680	0	4725	7425	2700	0	0
40	0	0	0	0	0	1350	1345	670	0	0
45	0	0	0	0	0	675	0	0	0	0

Додаток Б

Усунення інтерференції зубців

ПрАТ «НКМЗ» розроблені хвильові передачі, які виключають інтерференцію зубців при високих навантаженнях. Нова конструкція хвильової передачі (рис. Б.1 – Б.2) включає ведучий вал 1, встановлений на вальницях 2 і 3. Диски 4 і 5 генератора хвиль встановлені з ексцентриситетом ε відносно загальної вісі передачі на вальницях 6 і 7. Робочі поверхні дисків обкреслені радіусами R (рис. Б.2), центри яких зсунуті відносно центрально площини дисків на величину $\Delta = 0,5H - b_1$, де $H = b_1 + b_2$ – ширина диска; b_1, b_2 – відстань від центра твірної окружності робочої поверхні диска до його торців. Ведений вал 8 встановлений на вальницях 9 у кришці 10 корпуса 11 з кришкою 12. Між гнучким колесом 13 і дисками 4 і 5 вставлено підкладне кільце 14 та кільце жорсткості 15 з конічним розточенням 16 на внутрішній поверхні. Відповідне конічне розточення 17 виконане на кінці зовнішньої поверхні кільця 14 і сполучене з поверхнею 16. При збиранні конічні поверхні 16 і 17 суміщаються. Між гнучким колесом і підкладним кільцем встановлений кільцевий замок 18 з конічними проточками 19, 20 на зовнішній поверхні 21 та внутрішній 22, а також опорними площинами 23, 24, 25. Відповідно з профілем замка 18 виконані кільцеві проточки на колесі 13 та кільці 14. В області фронтальної поверхні замка виконана кільцева прорізь 26. Конічні поверхні 19, 20, 21, 22 замка 18 збираються з сполученими поверхнями колеса 13 і кільця 14 без зазорів. Жорстке колесо 27 нерухомо встановлено в корпусі 11. Зубці жорсткого та гнучкого коліс знаходяться в зачепленні 28. Вершини зубців гнучкого колеса зрізані від середини висоти зубців на торцях зубчастого вінця таким чином, що вони полого розходяться конусами під кутом μ , який визначається з умови відсутності інтерференції зубців. Товщина зубців зменшена на величину $0,3t$.

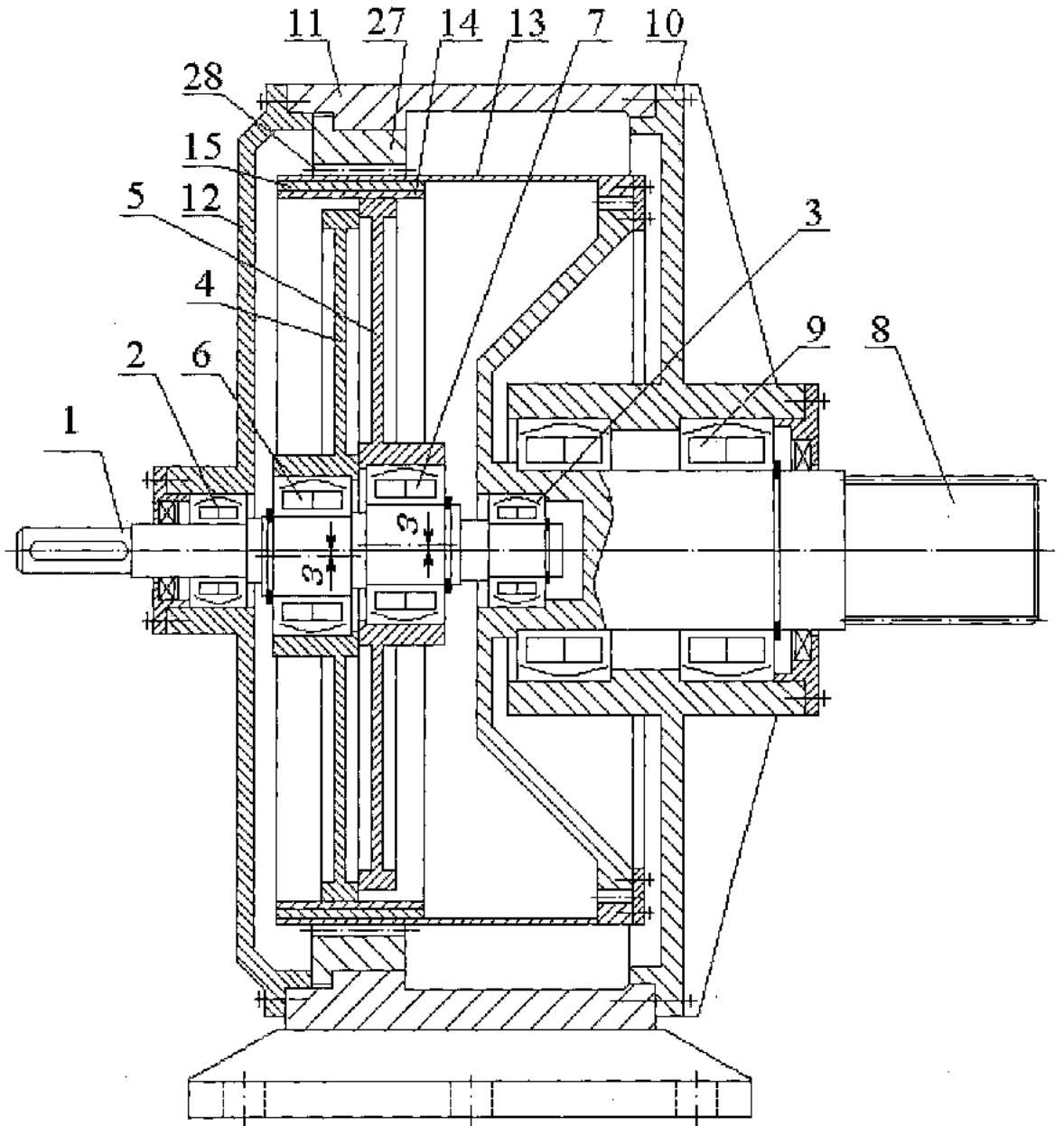


Рисунок Б.1 Хвильова високо навантажена передача

У хвильових редукторах з модулем зубців $m = 2$ мм, шириною зубчастого вінця $a = 100$ мм, кут $\mu = 6^\circ$, довжина циліндричної частини зубців $a_1 = 60$ мм, номінальний обертаючий момент складає $3 \cdot 10^5$ Н·м. В процесі випробувань редуктори проробили протягом 3 годин під подвійним навантаженням $6 \cdot 10^5$ Н·м.

Ексцентрично встановлені диски 4 та 5 при зборці з гнучким колесом 13 деформують його у межах зони пружності матеріалу таким чином, що

виникають дві зони зачеплення гнучкого та жорсткого коліс в області великої вісі генератора хвиль. Геометричні розміри ланок хвильової передачі, котрі розраховані за розробленою методикою, забезпечують гарантований радіальний зазор у зубчастому зачепленні 28.

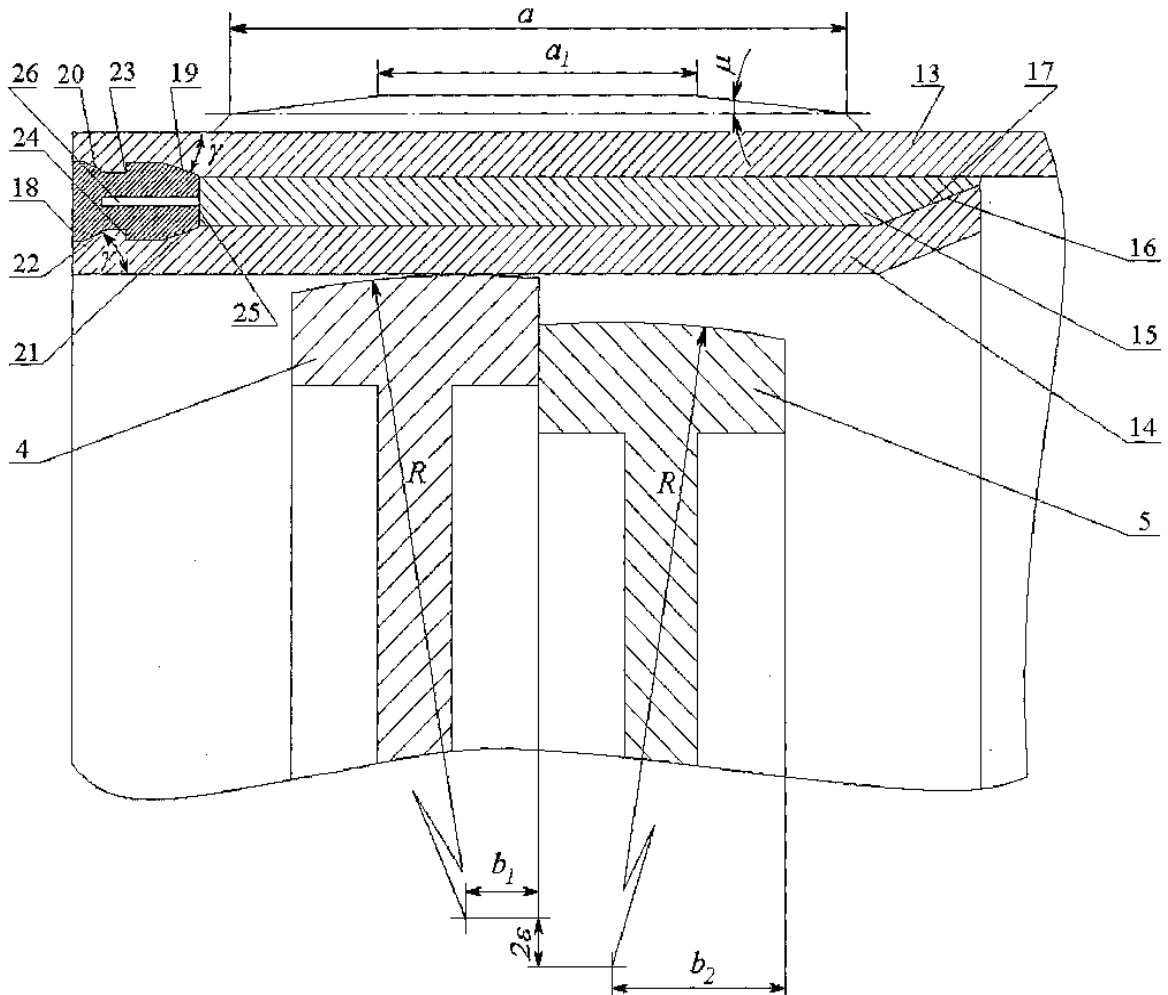


Рисунок Б.2 Елементи конструкції хвильової передачі

Хвильова передача працює наступним чином. Диски 4 и 5 генератора хвиль, у процесі обертання ведучого вала 1, обкатуються по внутрішній поверхні кільця 14, деформують його разом з кільцем 15 та гнучким колесом 13 таким чином, що гнучке колесо 13 у процесі деформації обкатується по жорсткому колесу 27, утворюючи дві діаметрально протилежні області зубчастого зачеплення. Жорстке колесо має більше число зубців Z_2 , ніж гнучке

Z_1 , що обумовлює поворот гнучкого колеса відносно жорсткого. Передаточне відношення хвильової передачі

$$U = \frac{Z_1}{Z_2 - Z_1}.$$

Для редукторів приводу рудорозмельного млина МГР 5500×7500, $Z_1 = 550$, $Z_2 = 552$, $U = 275$. Зріз вершин зубців гнучкого колеса від середини висоти на торцях зубчастого вінця у формі полого конуса, що розходиться, зі зменшенням їх товщини дозволили виключити із зачеплення області інтерференції зубців гнучкого і жорсткого коліс (рис. Б.3 – Б.5).

Встановлення кільця жорсткості та виконання робочих поверхонь дисків генератора хвиль по дугам окружності зі зміщеними один до одного центрами відносно серединної площини дисків, а також конічні зрізи периферії зубців по висоті зі зменшенням їх товщини, оптимізувало розподіл силового потоку на ділянці кінематичного ланцюга «генератор хвиль – зубчасте зачеплення». Виключено пружковий контакт при взаємодії дисків 4 і 5 з кільцем 14, чим також зменшено до мінімуму відстань між зонами взаємодії дисків 4 і 5 з кільцем 14 – плече реактивної пари сил, яка створює перекис колеса 13, що знизило втрати у зубчастому зачепленні та в опорах.

Кільце жорсткості дозволяє розподілити рівномірно по ширині зубчастого вінця гнучкого колеса зусилля від генератора хвиль. На початку входу зубців у зачеплення силовий потік від гнучкого колеса до жорсткого передається через центральну зону a_1 з послідуочим розподілом на всю ширину зубчастих вінців. Аналогічний розподіл силового потоку при виході зубців із зачеплення. Це дозволяє зменшити перекис зубців та зберегти зазори по їх довжині, виключити інтерференцію зубців по передньому і задньому торцям зубчастих венців, знизити втрати енергії та підвищити ККД передачі.

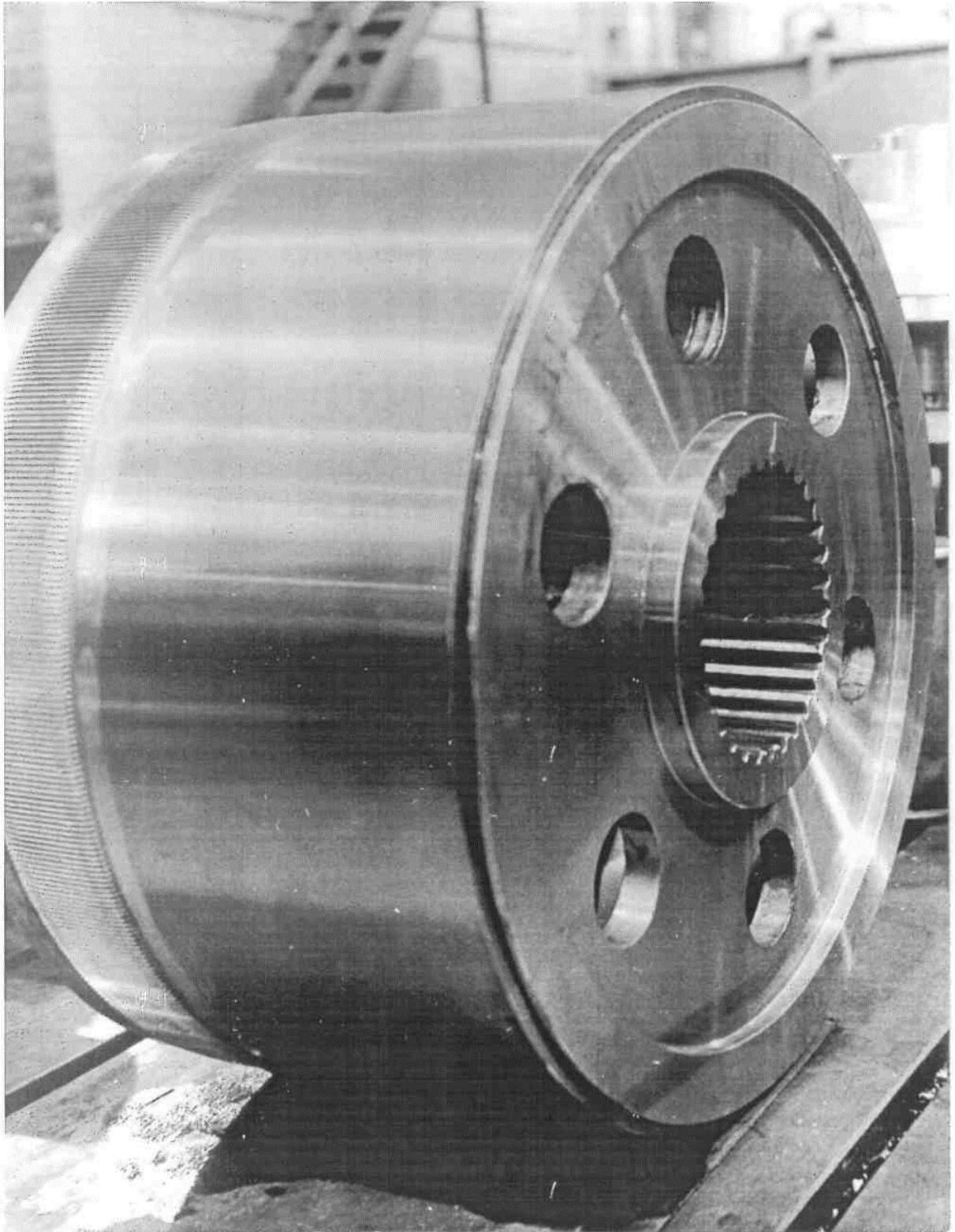


Рисунок Б.3 Гнучке зубчасте колесо приводу заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500х 7500 з конічними зрізами периферії зубців по висоті та зменшеною їх товщиною.

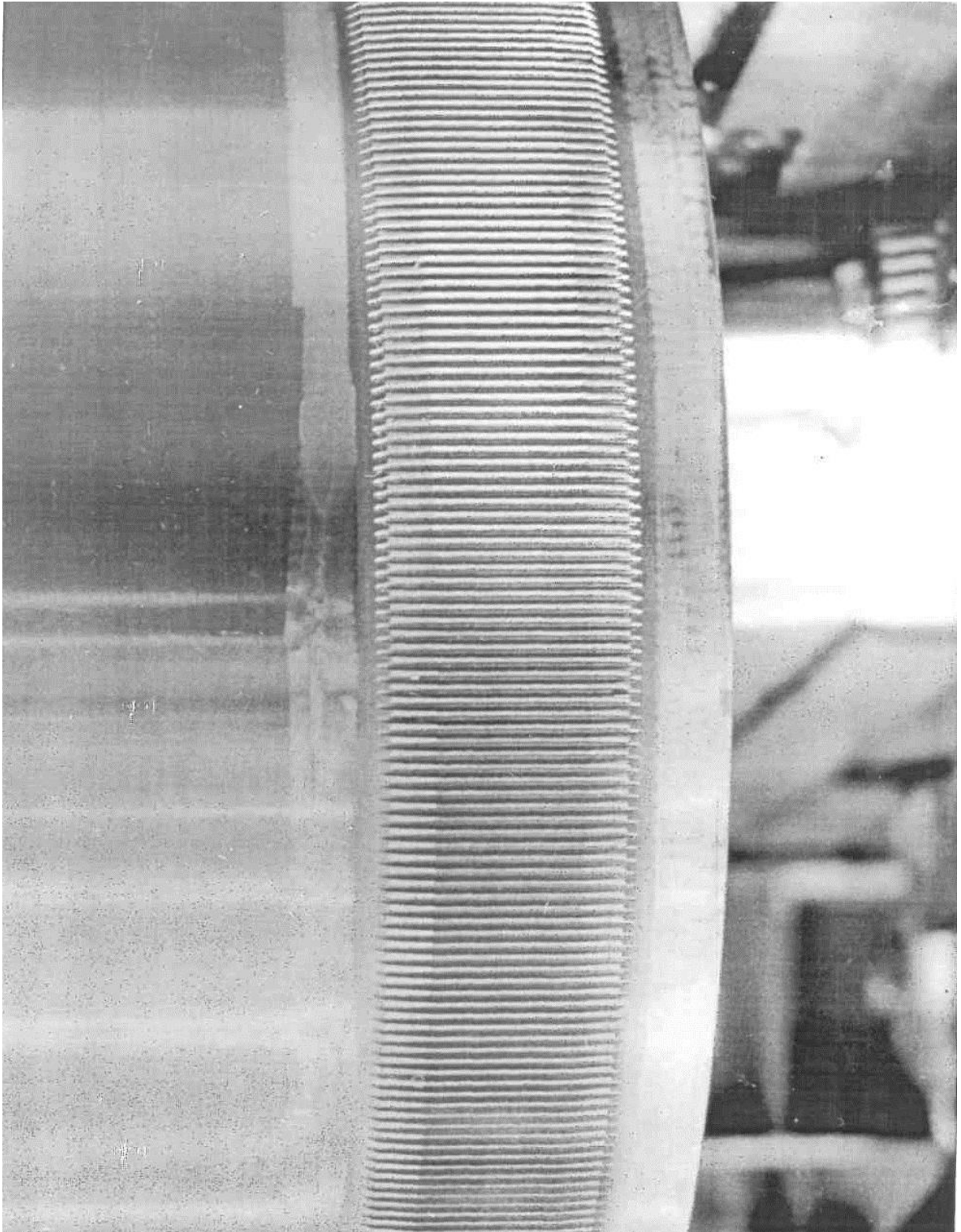


Рисунок Б.4 Зубчастий вінець гнучкого колеса приводу рудорозмельного млина МГР 5500×7500 з конічними зрізами периферії зубців по висоті та зменшеною їх товщиною.

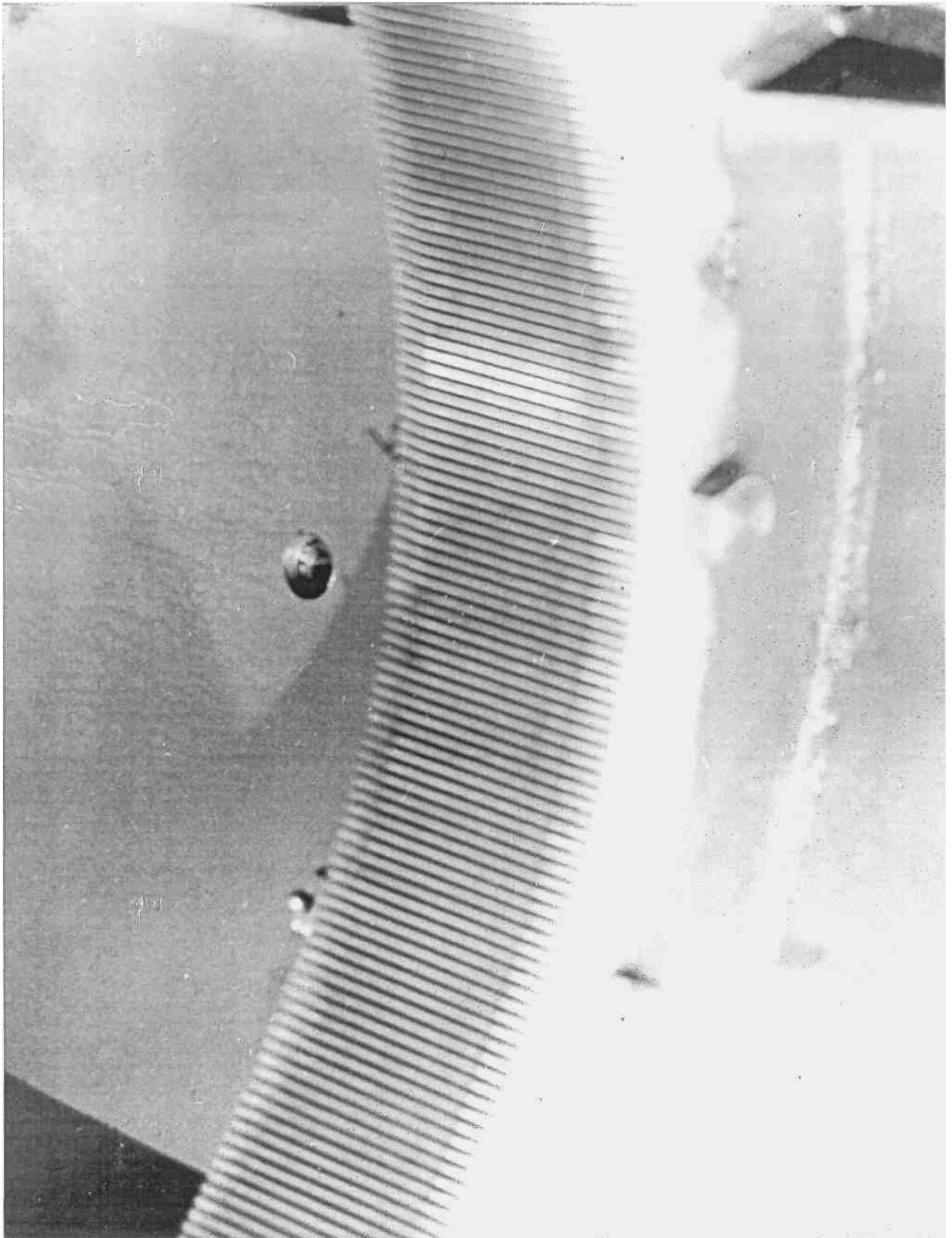


Рисунок Б.5 Жорстке зубчасте колесо редуктора рудорозмельного млина МГР5500×7500 зі зменшеною товщиною зубців та конічними зрізами по висоті від торців зубчастого вінця.

Використання генератора хвиль з двома дисками дозволяє спростити конструкцію, знизити її габаритні та вагові характеристики. Замок 18 спрощує збирання та кріплення колеса 13 з кільцями 14 и 15. Збиральний натяг замка з колесом 13 і кільцем 14 підвищує жорсткість вільного кінця гнучкого колеса, сумісна дія кільця 15 та дисків 4, 5 знижує конусність зубчастого вінця гнучкого колеса.

Промислові випробування показали високу навантажувальну здатність розробленої хвильової передачі ($M_{2\max} = 6 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$), зниження металоємності на 60%, спрощення конструкції та технологічного процесу виробництва. Розроблена конструкція хвильової зубчастої передачі здатна передавати обертаючі моменти до $1,2 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при максимальному модулі зубців $m = 4 \text{ мм}$. Подальше збільшення обертаючого моменту на тихохідному валу буде викликати інтерференцію зубців, обумовлену закручуванням гнучкого колеса.

Усунення інтерференції зубців при обертаючих моментах на веденому валу редуктора (вище $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$) досягається зачепленням двох гнучких коліс 1 та 2 з порівняною крутильною жорсткістю. Замість жорсткого колеса 27 (рис. Б.1) використовується гнучке центральне колесо 2 (рис. Б.6), закріплене на корпусі шліцьовим з'єднанням 3. Для зниження впливу корпусу на вільне закручування нерухомого центрального колеса на корпусі виконані колові канавки 4 для змазування. Між зубчастим вінцем 5 колеса 2 і опорною поверхнею корпусу з канавками передбачений невеликий зазор, в який через штуцер 6 нагнітається змазка.

Дослідження деформацій гнучкого колеса вирішені приблизно. Це задовольняє умовам роботи легко навантажених хвильових передач з обертаючими моментами до $800..1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Деформації, кути закручування гнучких коліс під навантаженням в таких передачах незначні.

Обертаючі моменти хвильових передач у важкому машинобудуванні доходять до $5 \cdot (10^5 \dots 10^6) \text{ Н}\cdot\text{м}$ [141]. Згідно з досвідом ПрАТ «НКМЗ», кути закручування гнучких коліс при максимальних навантаженнях досягають

приблизно $30'$ [120] та супроводжуються інтерференцією зубців. При ширині зубчастого вінця більше 100 мм та малому модулі зубців $m = 1,5 \dots 3,0$ мм, інтерференція зубців під навантаженням настільки велика, що вершини зубців при вході у зачеплення впираються один в одного, викликаючи «проскакування зубців». Для усунення інтерференції зубців під навантаженням жорстке у радіальному напрямку центральне колесо виконують піддатливим, крутильна жорсткість котрого декілька нижче, ніж у гнучкого колеса. Це обумовлено початковою радіальною деформацією гнучкого колеса та відмінностями у конструкції та умовах функціонування. Кінці центрального колеса зафіксовані від радіальної деформації.

Максимальні дотичні напруження для жорсткого колеса

$$\tau_{кр} = \frac{M_k}{2\pi r^2 h}.$$

Відхилення гнучкого колеса від початкової циліндричної форми враховується коефіцієнтом $\alpha_k = 0,80 \dots 0,63$. Критичні значення дотичних напружень гнучкого колеса визначаються за формулою

$$\tau_{кр} = (0,63 \dots 0,50) \frac{M_k}{2\pi r^2 h}.$$

Експериментально встановлено, що при обертаючих моментах $M_k = (0,6 \dots 0,7) M_{k_{max}}$, спостерігається збільшення кута закручування гнучкого колеса φ до 20%, відносно встановленої залежності

$$\varphi = \frac{M_k l}{GI_p},$$

де GI_p – крутильна жорсткість;

l – довжина оболонки.

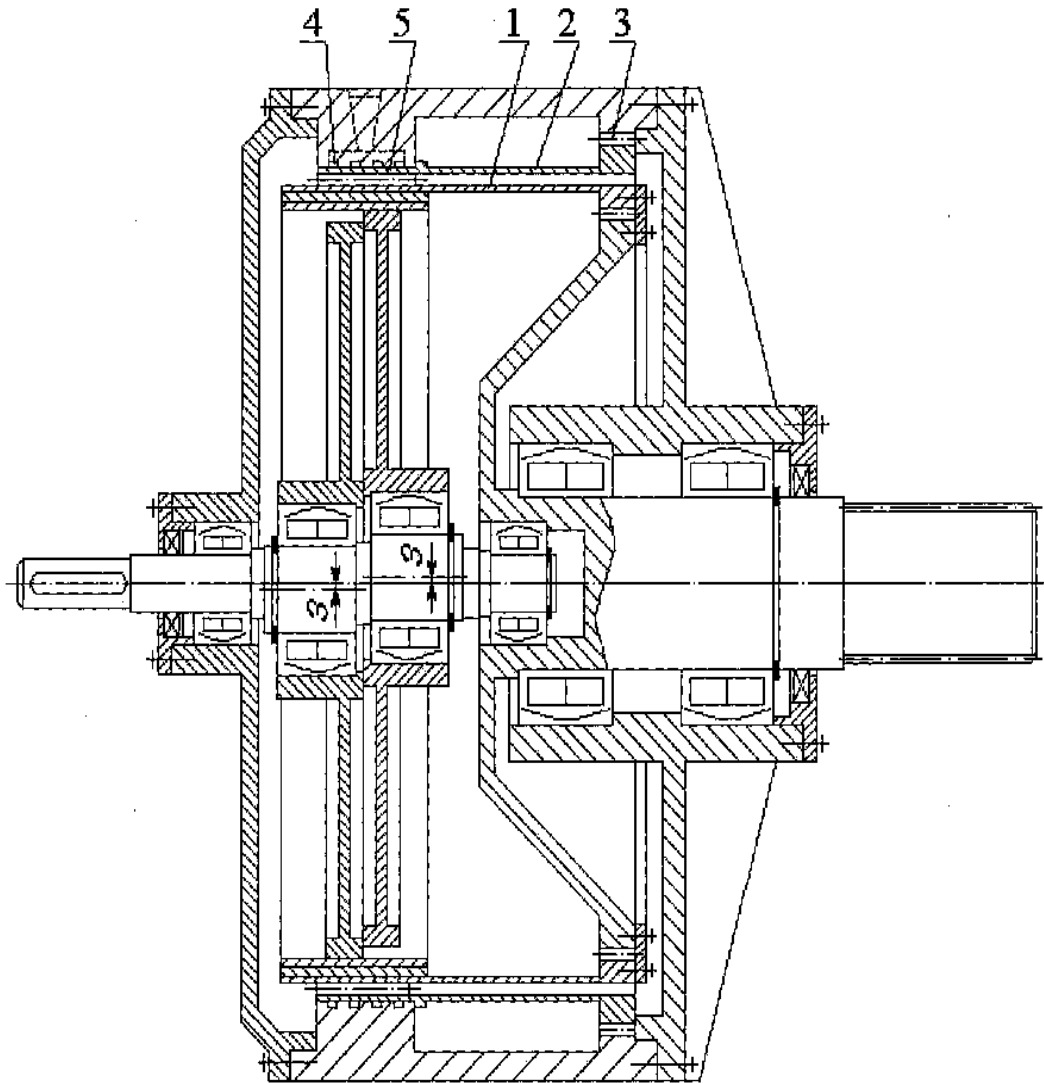


Рисунок Б.6 Хвильовий зубчастий редуктор з двома гнучкими колесами

Збільшення кута закручування гнучкого колеса при великих обертаючих моментах викликано нелінійними деформаціями гнучкого колеса в умовах, які відрізняються від умов роботи центрального колеса. З боку зубчастого вінця центральне колесо встановлено з мінімальним зазором, а гнучке колесо має вільний кінець, навантажений дисками та зубчастим зачепленням. Радіальна деформація гнучкого колеса та вільний кінець з боку зубчастого вінця (початкові умови) забезпечують значно більший кут закручування гнучкого колеса. Для врівноважування кутів закручування гнучкого і центрального коліс крутильна жорсткість центрального колеса повинна бути вище на 15...20%, ніж гнучкого. Розроблена конструкція хвильової передачі дозволяє

забезпечити однакові кути закручування сполучених коліс при великих навантаженнях та усувати інтерференцію зубців.

Одною з найбільш складних і не вирішених проблем залишається підвищення ресурсу роботи хвильової передачі до рівня зубчастих передач з жорсткими зубчастими колесами, підвищення навантажувальної здатності, виключення інтерференції, заклинювання та проскакування зубців у зачепленні. У повному обсязі така проблема не має рішення. Однак суттєве підвищення довговічності хвильової передачі, що працює у важких умовах підвищених навантажень, потребує не традиційних наукових підходів та значного обсягу практичної роботи.

Основним фактором обмежування ресурсу роботи хвильової передачі виступає примусова перманентна згинальна деформація зубчастого вінця гнучкого колеса. Для підвищення терміну служби хвильової передачі необхідно усунути або хоча б обмежити цю деформацію гнучкого зубчастого колеса. ПрАТ «НКМЗ» розроблена хвильова передача з подібними якостями, вона містить співвісні бистрохідний і тихохідний вали 1, 2, які встановлені на вальницях (рис.Б.7 – Б.10).

Опори цих валів розташовані відповідно у кришках 3 і 4 корпусу 5. Диски 6, 7, і 8 генератора хвиль встановлені на бистрохідному валу 1 на вальницях, з ексцентриситетом ε . Причому крайні диски 6 і 7 розташовані у протифазі до середнього диску 8. Гнучке колесо 9 має зубчастий вінець 10 з числом зубців Z_1 та стакан 11 товщиною δ , закріплено на маточині тихохідного валу 2 за допомогою шліцьового з'єднання 12 та зафіксовано від осьового зсуву. Жорстке зубчасте колесо 13 з числом зубців Z_2 закріплено на корпусі 5. Зубчастий вінець 10 та прилегла частина стакану 11 до переднього та заднього кінців зубчастого вінця розділені по впадинах зубців наскрізними прорізами 14 на сегменти 15. У крупних хвильових передачах з широкими зубчастими вінцями довжини прорізів стакану по передньому та задньому кінцям зубчастого

вінця b_1 і b_2 приблизно рівні між собою та сумірні з шириною зубчастого вінця b , $b_1 \cong b_2 \approx (0,8 \div 1,2)b$.

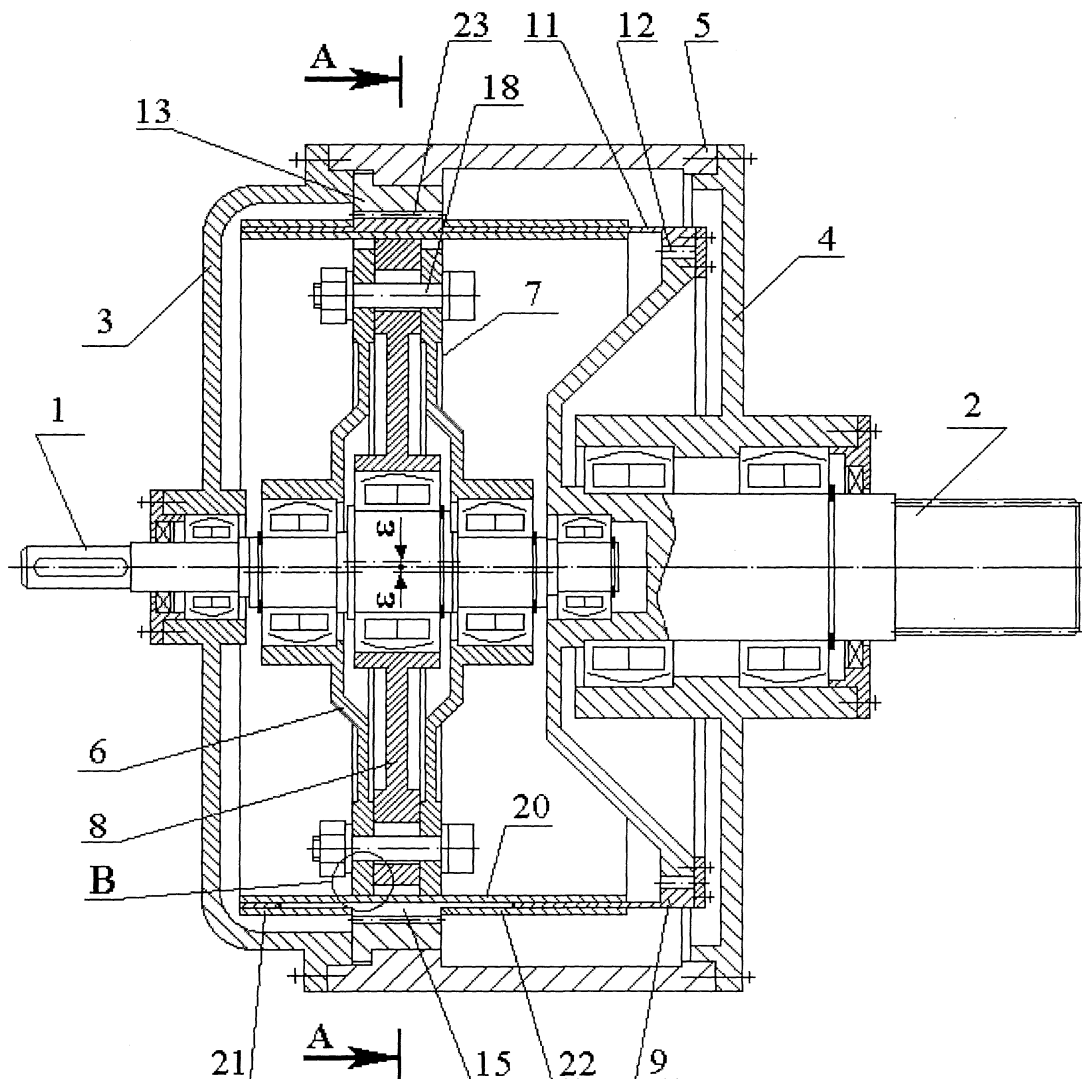


Рисунок Б.7 Хвильова передача

Для менш навантажених хвильових передач з не широким зубчастим вінцем, довжина прорізів b_1 і b_2 збільшиться відносно ширини вінця b : $b_1 \cong b_2 \approx (1,2 \div 2,5)b$. Сегмент, як правило, включає декілька зубців, хоча може бути і один зуб. Товщина зубчастого вінця 10Δ не обмежена та багатократно вище товщини стакану 11, $\Delta \gg \delta$. Тому зубчасті сегменти 15 можна вважати абсолютно жорсткими ланками, пов'язаними зі стаканом гнучкого колеса пружними пластинками 16 і 17 довжиною b_1 і b_2 , товщиною δ , і піддатливими у радіальному напрямку. Пластинки 16 і 17 забезпечують

зворотно-поступальний рух зубчастим сегментам 15 у радіальному напрямку без примусової деформації згину зубчастого вінця гнучкого колеса. Крайні диски 6 і 7 з'єднані тяглами 18, щільно встановленими у суміжних отворах на бокових поверхнях крайніх дисків і вільно встановленими через отвори 19 у середньому диску 8. Діаметр отворів 19 d_{19} пов'язаний з діаметром тягла d_{18} співвідношенням: $d_{19} \geq d_{18} + 2\varepsilon$. Тягли 18 зафіксовані від осьового зсуву.

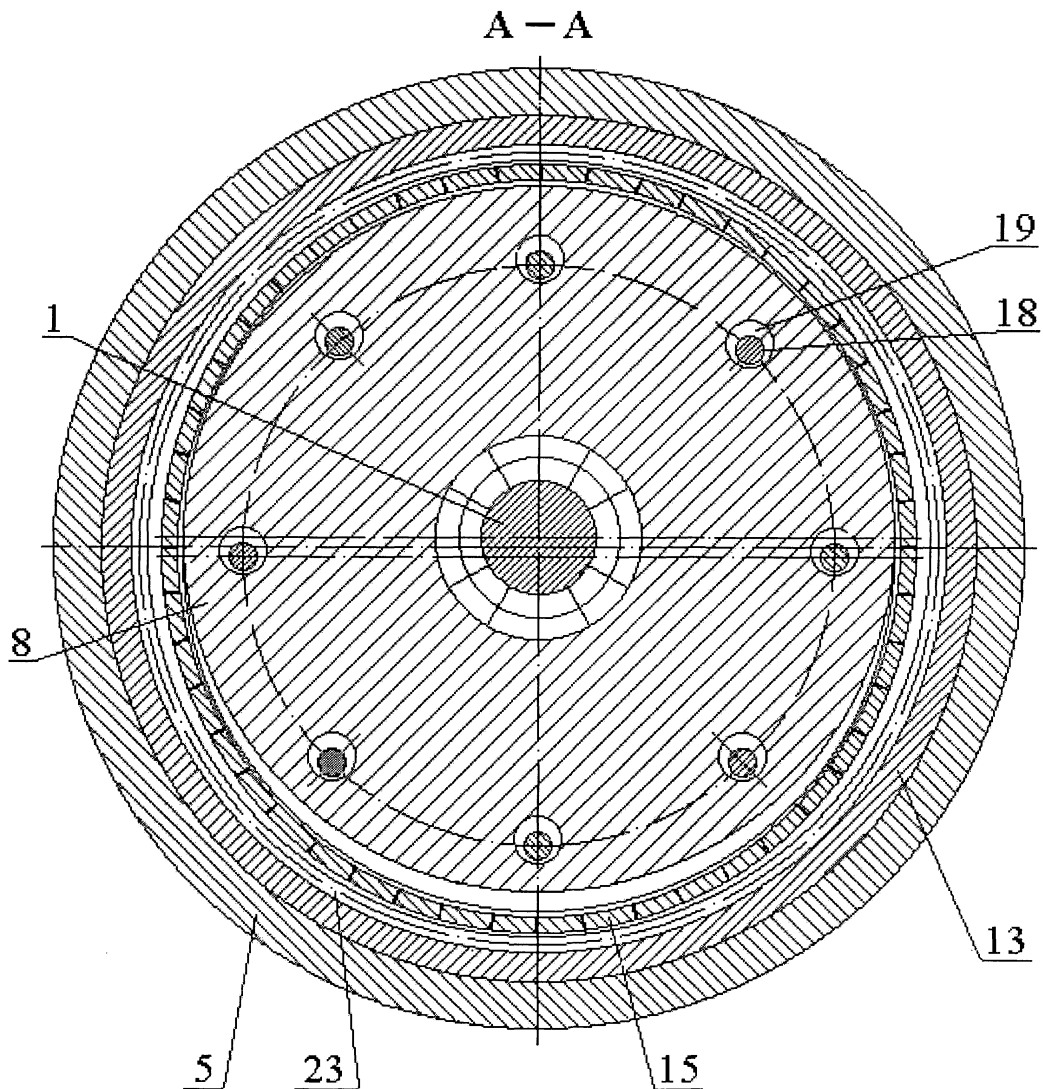


Рис. Б.8 Хвильова передача: розріз по А – А

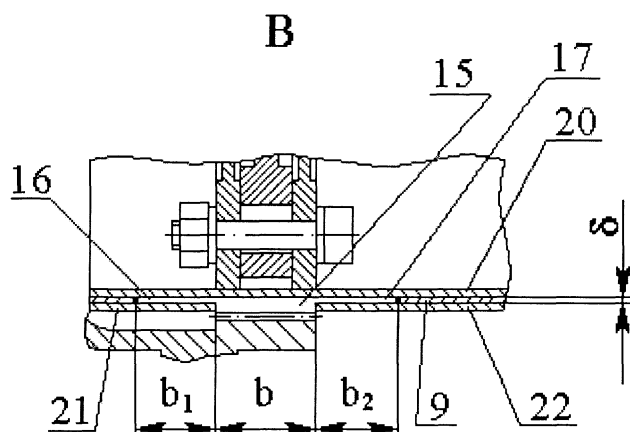


Рис. Б.9 Хвильова передача: вирив В

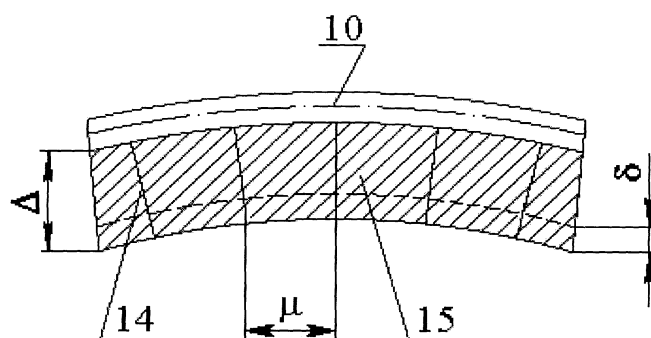


Рис. Б.10 Сегменти зубців гнучкого колеса

На гнучкому колесі 9 встановлений формуючий каркас, виконаний у вигляді оболонок 20, 21, 22, посаджених на гнучкому колесі таким чином, що усунені бокові зазори між сегментами 15 та пластинками 16, 17. Оболонки 20, 21, 22 зафіксовані від осьового зсуву. Зубці гнучкого колеса утворюють з зубцями жорсткого колеса двополюсне зубчасте зачеплення 23.

Хвильова передача працює наступним чином. Обертання вала 1 приводить у рух генератор хвиль з дисками 6, 7 і 8, які діють на формуючий каркас і викликають перманентний зворотно-поступальний рух сегментів 15 у радіальному напрямку. При цьому зубчасті сегменти 15 зачіплюються з зубчастим вінцем жорсткого колеса 13 в умовах двополюсного зубчастого зачеплення 23 і передають обертання гнучкому колесу і тихохідному валу 2.

З'єднання крайніх дисків 6 та 7 тяглами 18, щільно встановленими у суміжних отворах на бокових поверхнях крайніх дисків та вільно

протягненими через отвори 19 у середньому диску 8, поліпшує умови роботи вальниць дискових опор, зменшує кути відхилення їх осей від паралельності вісі передачі, підвищує жорсткість генератора хвиль, знижує енергетичні втрати та зношування, підвищує ресурс роботи генератора хвиль.

Формуючий каркас з оболонок 20, 21, 22, посаджених на гнучкому колесі 9, усуває бокові зазори між сегментами 15 та пластинками 16, 17, додаючи високу крутильну жорсткість гнучкому колесу, забезпечуючи передачу великих обертаючих моментів.

Розподіл зубчастого вінця и прилеглої частини стакану гнучкого колеса наскрізними поздовжніми прорізами на зубчасті сегменти, при наявності формуючого каркасу на гнучкому колесі, забезпечує можливість зворотно-поступального руху зубчастим сегментам 15 у радіальному напрямку, без примусової деформації згину зубчастого вінця гнучкого колеса. Зубчасті сегменти 15 входять у зачеплення з колесом 13 як абсолютно жорсткі ланки, характеризуючи новий принцип роботи хвильової зубчастої передачі – без гнучких зубчастих коліс, який забезпечує підвищення ресурсу хвильової передачі до рівня зубчастих передач с жорсткими зубчастими колесами.

Дискретність радіальних переміщень зубчастих сегментів 15 виключає зони інтерференції зубців на вході та виході з зачеплення, що усуває заклинювання та проскакування зубців, знижує енергетичні втрати у зачепленні, підвищує навантажувальну здатність хвильової передачі.

Додаток В

Експериментальні дослідження великих хвильових передач

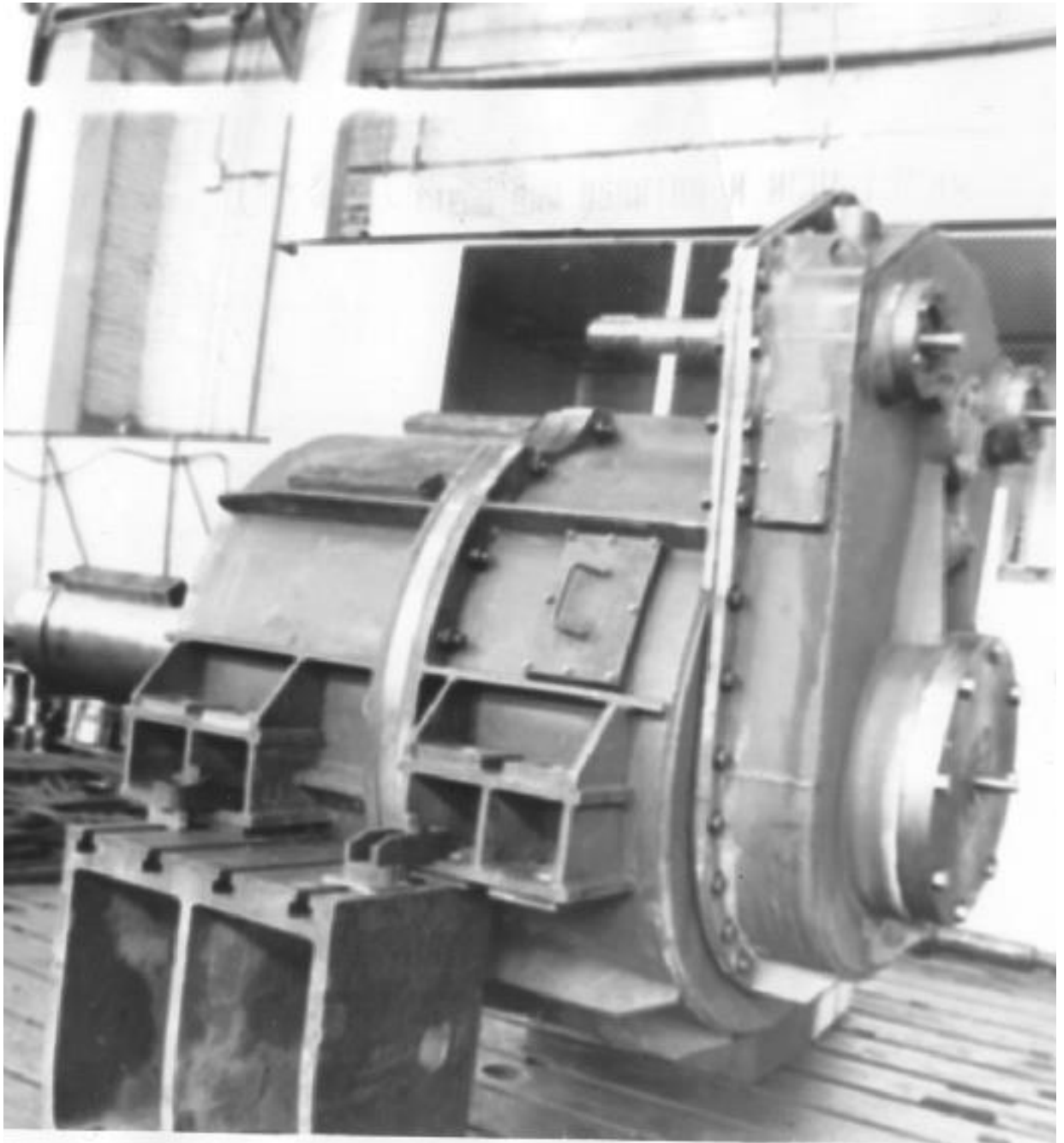


Рисунок В.1 Хвильовий зубчастий редуктор В3-1120 привода повороту пересувного міксеру МП – 600АС вантажопідйомністю 600 т розплавленого металу

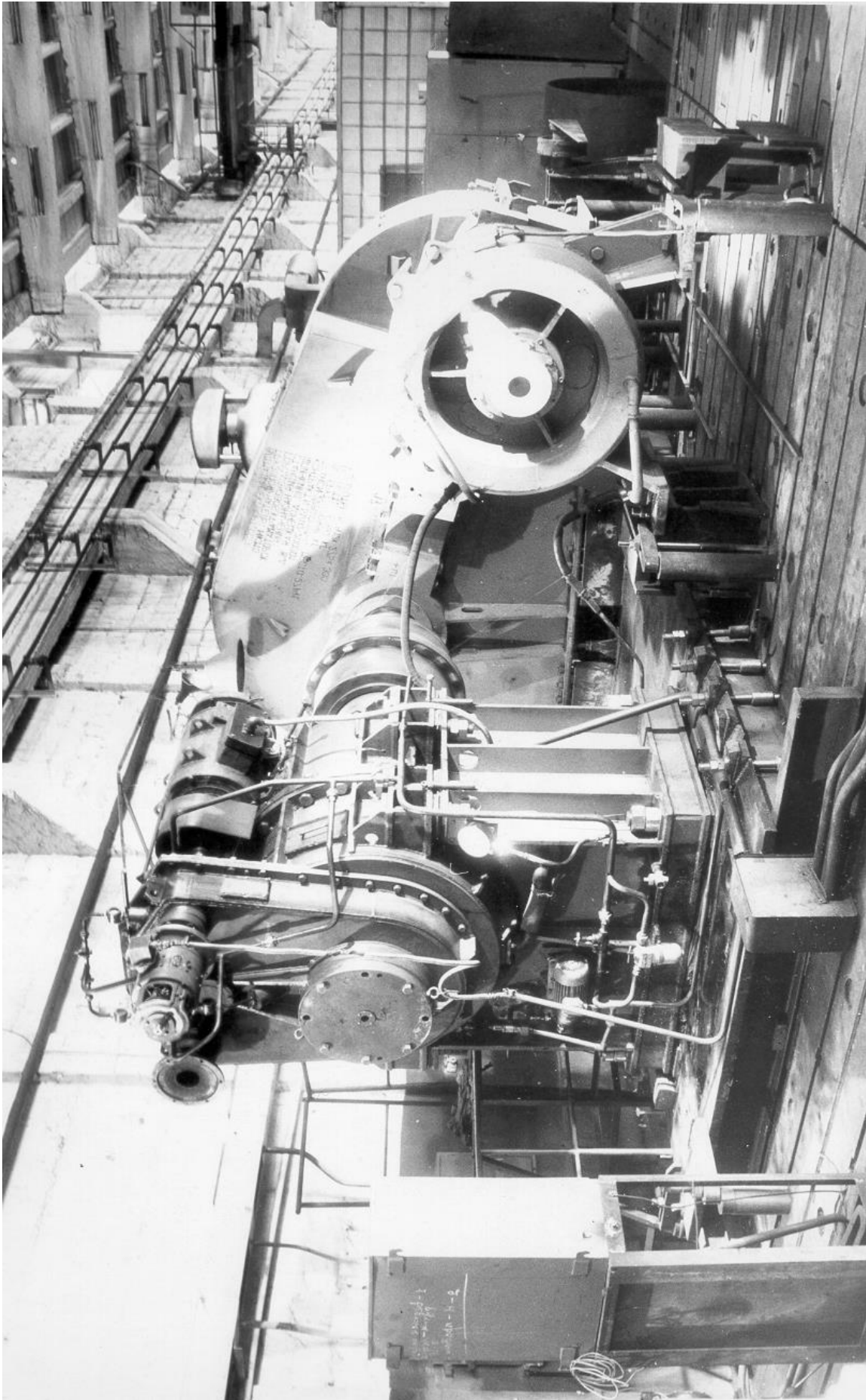


Рисунок В.2 Універсальний випробувальний стенд з розмікненим силовим контуром для хвильових редукторів

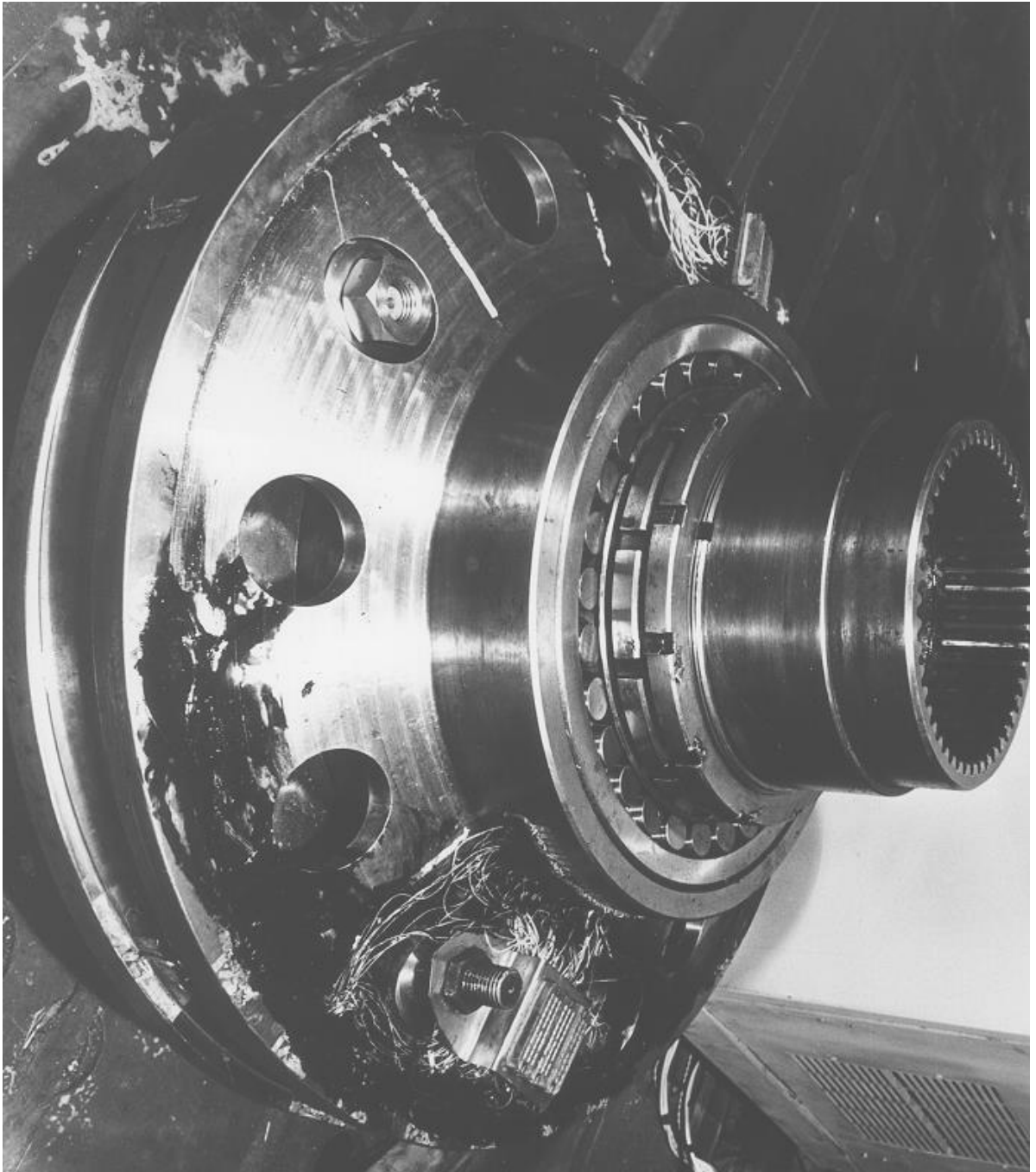


Рисунок В. 3 Генератор хвиль з тензорезисторами, встановленими на локалізованих елементах дисків максимально близько до циліндричних поверхонь

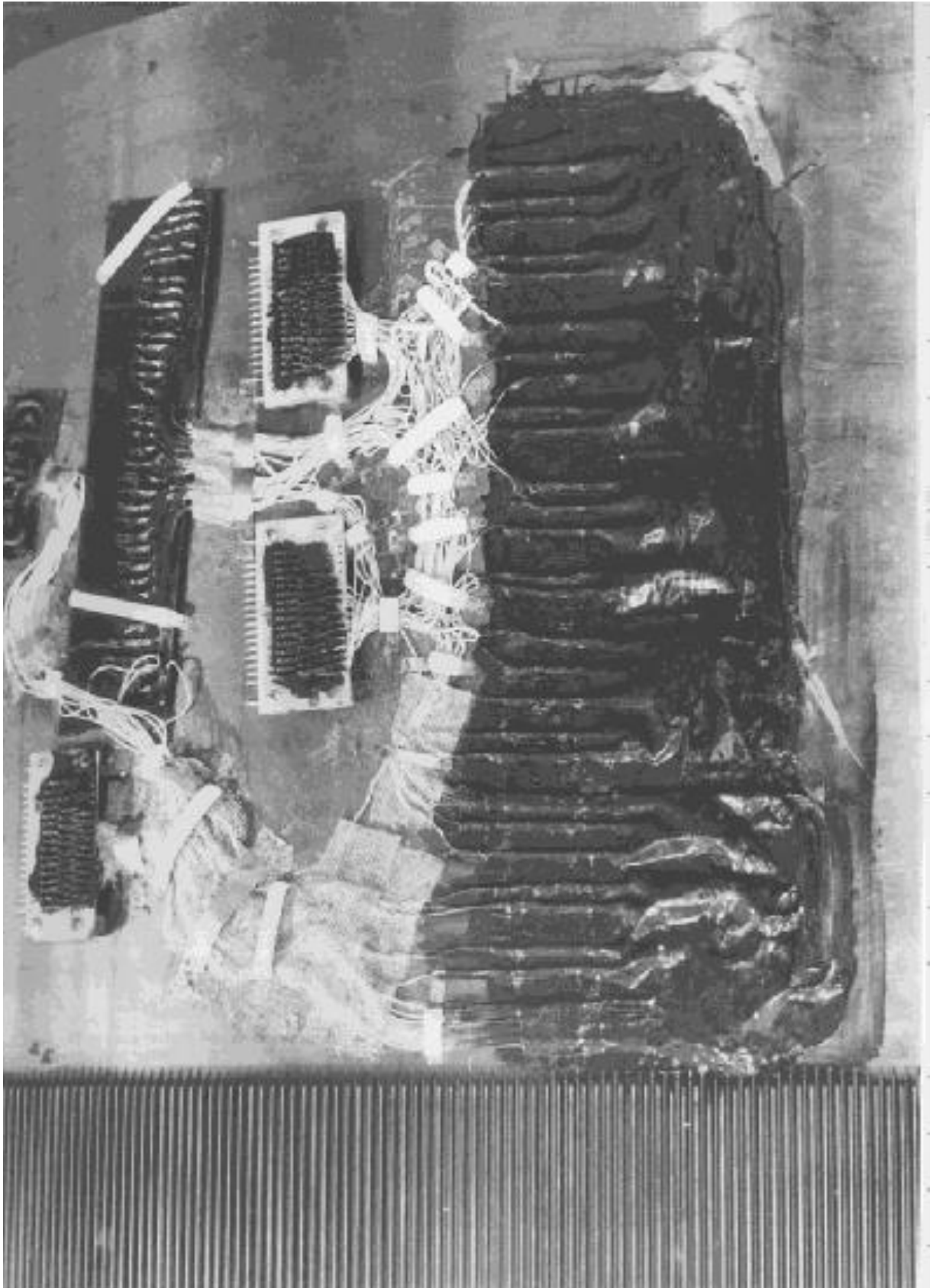


Рисунок В.4 Гнучке колесо хвильового редуктора заміни футерування рудорозмельного млина з тензорезисторами, ізольованими синтетичним покриттям

Окружні напруження σ_{θ} (МПа) на зовнішній поверхні оболонки гнучкого колеса хвильового редуктора ВЗ-1120А рудорозмельного млина

Таблиця В.1

Кут α , град.	$M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}
0	85	74	64	53	43	32	23	16
15	64	57	50	41	33	24	17	12
30	42	38	33	28	22	15	10	7
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-35	-33	-30	-26	-23	-19	-14	-9
75	-48	-45	-41	-36	-31	-25	-18,2	-13
90	-57	-53	-50	-46	-40	-34	-25	-17

Таблиця В.2

Кут α , град.	$M_2 = 5 \cdot 10^4$ Н·м							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}	σ_{θ}
0	90	83	75	66	56	43	31	20
15	68	60	52	44	37	29	21	13
30	48	40	33	26	21	16	12	7
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-40	-38	-35	-31	-26	-21	-15	-9
75	-52	-49	-45	-40	-35	-28	-20	-13
90	-61	-58	-55	-50	-45	-39	-30	-20

Таблица В.3

Кут α , град.	$M_2 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ
0	108	99	89	78	64	50	36	22
15	77	69	60	51	41	31	23	15
30	60	52	45	38	30	21,5	15	8
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-50	-47	-43	-38	-32	-26	-18	-10
75	-60	-57	-53	-48	-42	-35	-26	-15
90	-67	-64	-60	-55	-50	-43	-34	-23

Таблица В.4

Кут α , град.	$M_2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ
0	119	108	96	82	68	54	40	23
15	102	90	78	65	54	41	29	19
30	85	73	62	51	39	27	17	8
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-57	-54	-50	-46	-40,5	-33	-23	-12
75	-67	-64	-60	-56	-49	-41	-30	-18
90	-73	-70	-67	-63	-56	-48	-38	-25

Таблица В.5

Кут α , град.	$M_2 = 4 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ
0	128	117	104	90	76	61	43	24
15	109	97	85	72	59	45	32	19
30	91	80	69	58	46	33	20	9
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-63	-60	-56	-51	-44	-36	-26	-13
75	-74	-71	-67	-62	-55	-46	-35	-20
90	-82	-79	-76	-71	-64	-55	-42	-26

Таблица В.6

Кут α , град.	$M_2 = 5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$							
	15	30	50	70	135	200	265	330
	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ	σ_θ
0	137	126	113	100	82	64	45	25
15	119	108	96	82	67	52	36	20
30	98	88	76	62	48	35	23	10
45	0	0	0	0	0	0	0	0
60	-70	-67	-63	-59	-52	-41	-28	-13,5
75	-81	-77	-73	-68	-62	-51	-37	-20,5
90	-90	-87	-83	-79	-73	-62	-47	-26,5



Рисунок В. 5 Рудорозмельный цех збагачувальної фабрики № 2

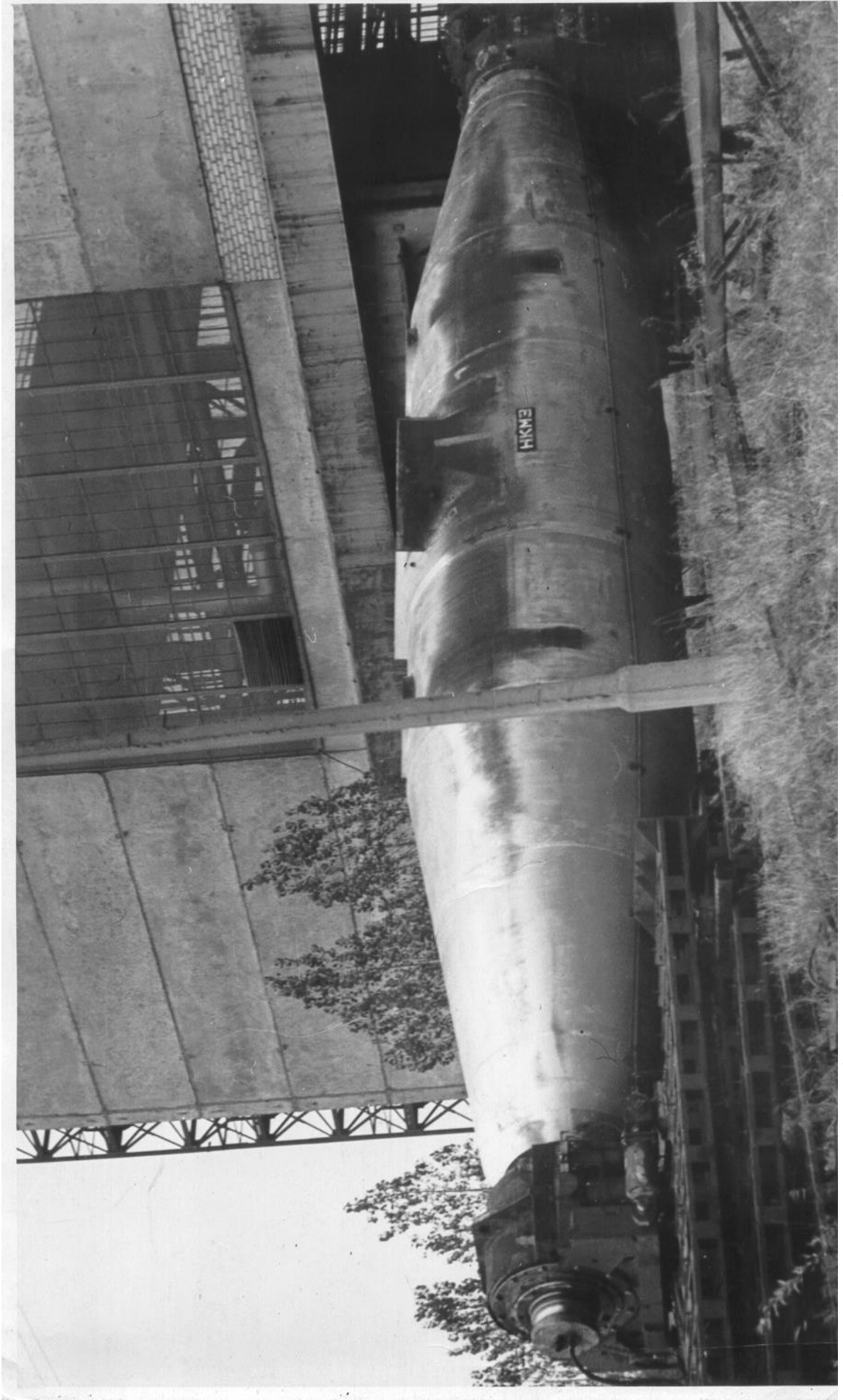


Рисунок В. 6 Міксер пересувний МП -600АС з хвильовим зубчастим редуктором у приводі нахилу

Технічні дані хвильових зубчастих редукторів приводу нахилу міксера МП – 600АС и механізму заміни футерування рудорозмельного млина МГР 5500×7500

Параметр	Редуктор міксера В3 – 1120	Редуктор млина В3 – 1120А
Габаритні розміри, мм	2865×1660×1870	2680×1600×155 4
Маса, кг	8406	7495
Передатне. число редуктора	2163,07	275
Передатне число ХЗП	380	275
Передатне число циліндричної передачі	5,69	-
Модуль зубців ХЗП, мм	1,5	2
Кут зачеплення α , град	20°	20°
Числа зубців гнучкого і жорсткого коліс	760; 762	550; 552
Довжина, зовнішній діаметр, товщина оболонки, мм	590; 1148; 12	550; 1110; 13,5
Ширина зубчастого вінця ГК, мм	110	100
Максимальний обертаючий момент, $M_{2\max}$, Н·м	$5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$
Номінальний обертаючий момент, M_2 , Н·м	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Радіальна деформація ГК, w_0 , мм	1,69	2,43
Кутові параметри β , θ^* , χ	105°; 34°; 12°	115°; 32°; 14°
Лінійні параметри a , d , мм	535; 1157,8	545; 1122,1
Генератор хвиль	трьох дисковий	
Матеріал дисків, зубчастих коліс	сталь 34ХНЗМА з об'ємним загартовуванням	
Масило хвильових редукторів	Рідка, примусове подання оливи МС–20 на генератор хвиль, у зачеплення і на вальниці	

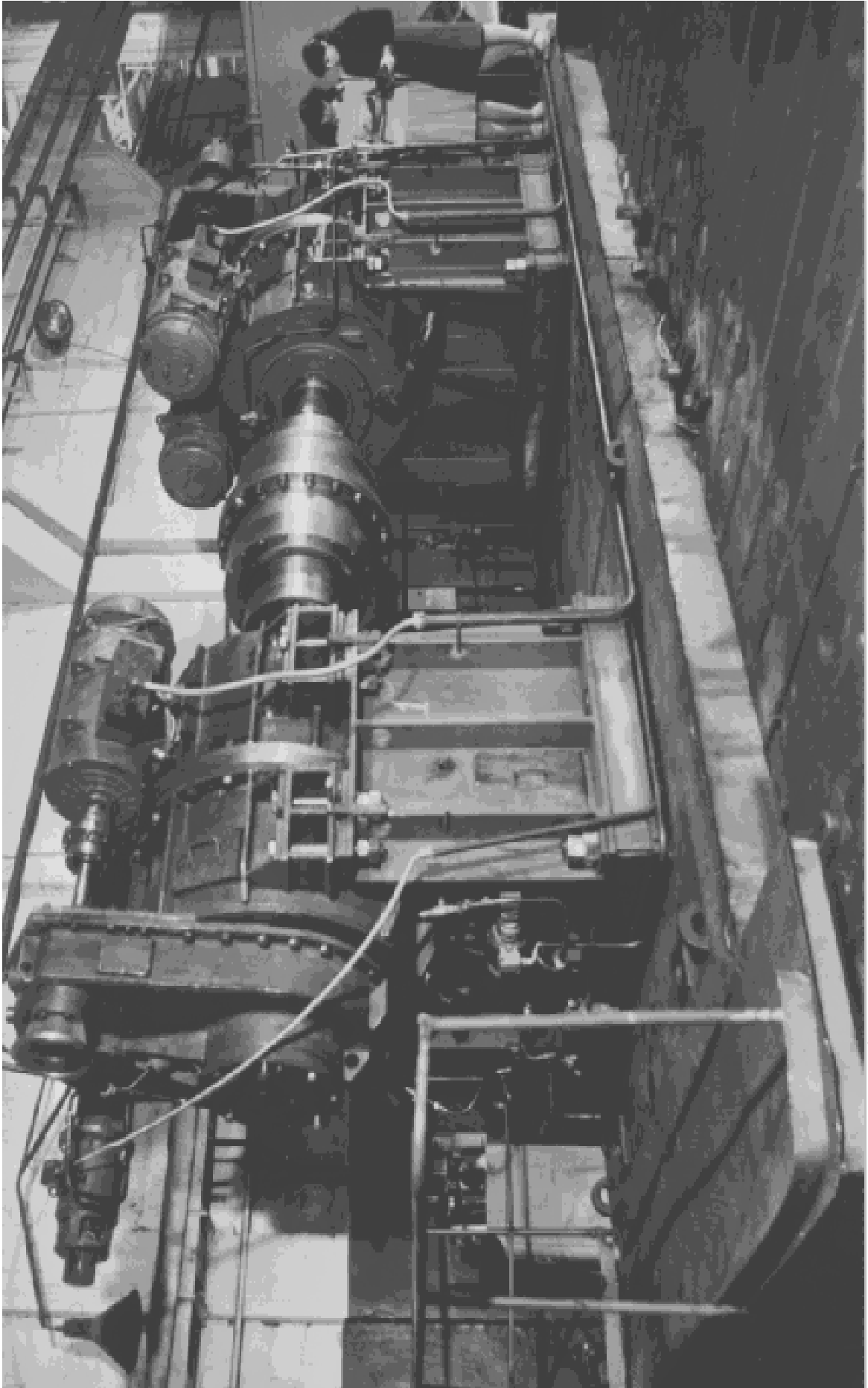


Рисунок В.7 Стенд на зустрічних силових енергетичних потоках для ресурсних випробувань хвильових редукторів

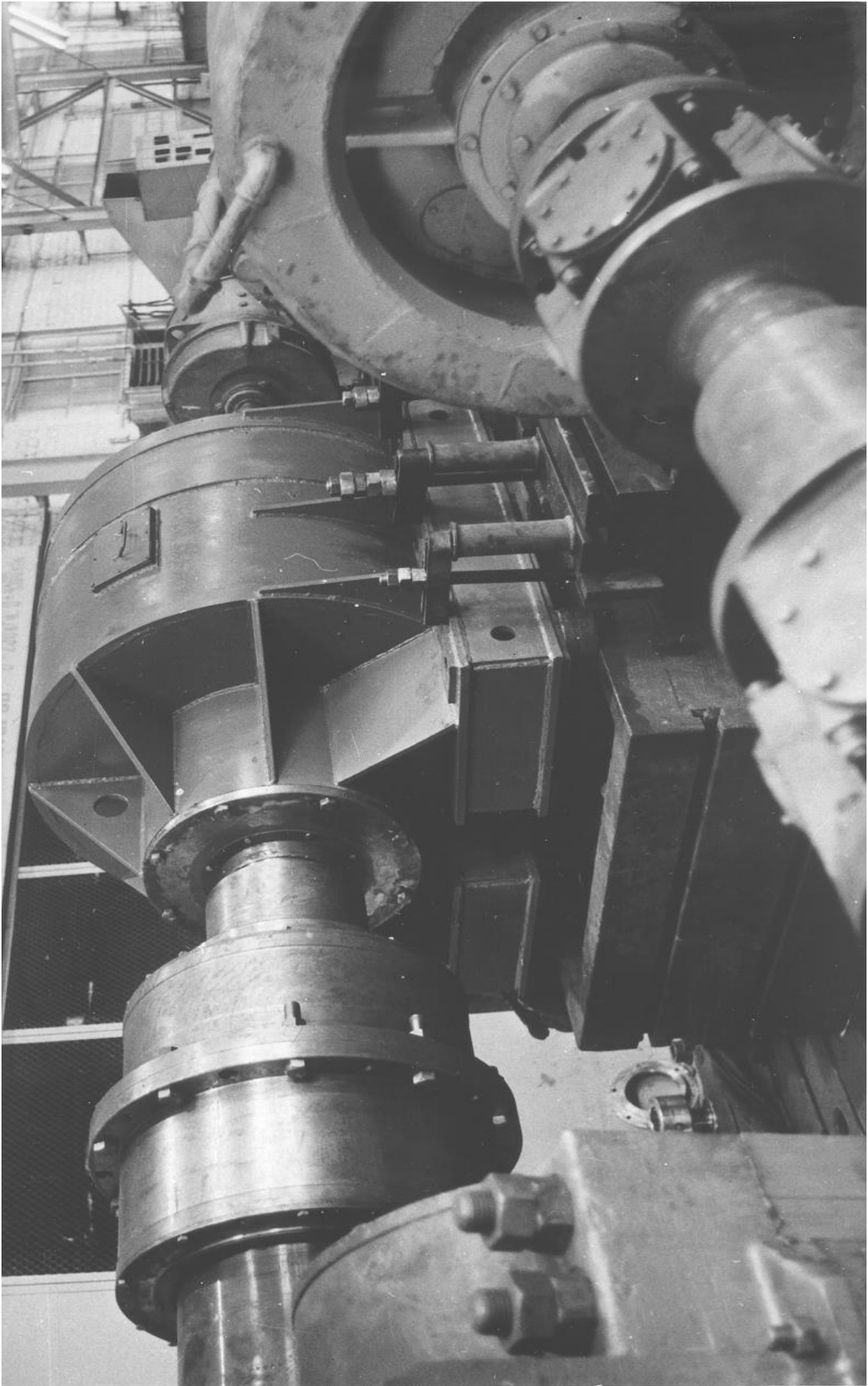


Рисунок. В.8 Стенд з розмікненим силовим контуром для експериментальних досліджень хвильових редукторів

Параметри комплектуючих елементів випробувального стенда

Комплектуючі елементи випробувального стенда			
Параметри	Агрегат тиристорний АТЕРЗ-100/230 2У4	Електродвигун постійного струму ДПМ41-ОМ1	Тахогенератор ЛТ 32/1-У4
Напруга $U, В$	220	220	230
Максимальний струм $I, А$	400	114	—
Частота обертання, $хв^{-1}$	—	1160	1200
Потужність $N,$ $кВт$	23	22	—

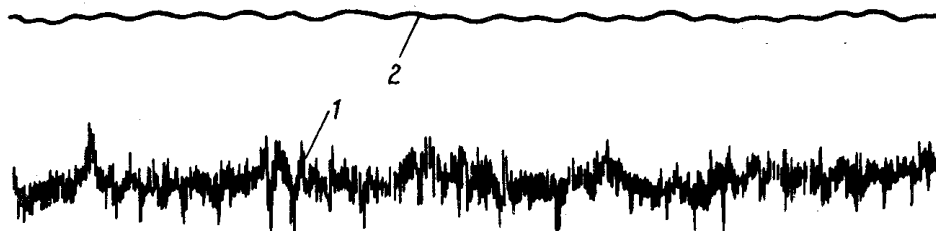


Рисунок В.9 Осцилограма обертаючих моментів на валах хвильового редуктора приводу повороту пересувного міксеру МП-600АС, при частоті обертання вхідного вала $\omega_1 = 10,47 \text{ с}^{-1}$ (100 об/хв.): 1 - обертаючий момент на вхідному валу $M_1 = 10^2 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 2 – обертаючий момент на вихідному валу $M_2 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Режими ресурсних випробувань хвильових редукторів ВЗ – 1120

Момент навантаження, $M_2, Н\cdot м$	Частота обертання генератора $n_1, об/хв.$	Температура оливи, $^{\circ}C$	Рівень звукової потужності $L_{РА}, дба$	Час, годин	Примітка
0	50	23	68	4	Олива МС - 20
0	100	24	69	4	
0	250	26	71	8	
0	500	27	72	8	
0	750	29	74	8	
0.2×10^5	750	39	75	48	
0.5×10^5	750	43	76	60	
$1,0 \times 10^5$	750	50	77	60	
$2,0 \times 10^5$	750	61	79	60	
$3,0 \times 10^5$	750	69	81	3600	Заміна оливи
$3,5 \times 10^5$	750	75	82	320	
$4,0 \times 10^5$	750	75	83	320	
$4,5 \times 10^5$	750	75	84	320	
$5,0 \times 10^5$	750	82	85	600	Розбирання і огляд редукторів, контрольні вимірювання, заміна проставочних кілець, мастильних фільтрів, ущільнень, монтаж і відвантаження редукторів.

Додаток Г
Акт впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер ПрАТ «НКМЗ»

_____ О. І. Волошин

“ _____ ” _____ 2020 р.

А К Т

впровадження хвильових зубчастих редукторів
у продукції ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод»

На ПрАТ «НКМЗ» у рамках виробничих завдань зі створення передових зразків нової техніки, отримано великий обсяг теоретичних і експериментальних напрацювань з дослідження передач з різними видами зубчастих зачеплень. Це дозволило створити ряд нових конструкцій хвильових зубчастих передач з більш високими технічними характеристиками, стосовно до номенклатури продукції, що випускається, в т.ч. машин і агрегатів будівельної та важкої індустрії.

При проектуванні нових конструкцій хвильових редукторів, проведенні геометричних, кінематичних і міцнісних розрахунків, визначенні їх ККД і навантажувальної здатності, використанні результати теоретичних та експериментальних досліджень хвильових передач, отримані на ПрАТ «НКМЗ»:

- розв'язання задачі інтерференції та проскакування зубів у хвильовій передачі;
- результати силового і кінематичного аналізу хвильових зубчастих передач;
- теоретичне та експериментальне розв'язання задачі напружено – деформованого стану гнучкого колеса;
- встановлення енергетичних втрат і ККД хвильових передач.

При виготовленні великих хвильових зубчастих редукторів вирішено ряд складних технологічних виробничих завдань, пов'язаних з розробкою прогресивних високопродуктивних технологічних процесів, і спеціального оснащення, які забезпечують задану точність і високу якість нової продукції.

Всі вище перераховані теоретичні дослідження виконані здобувачем наукового ступеня кандидата технічних наук, Суковим М. Г. самостійно. Розробка нових конструкцій хвильових редукторів і технологічних процесів, планування та проведення експериментальних досліджень, обробка результатів вимірювань, виконані переважно дисертантом.

Лабораторні та промислові випробування дослідних зразків, поряд з розробкою і впровадженням передових технологій, дозволили довести технічні характеристики великих хвильових редукторів до розрахункових значень. Відповідно до планів виробництва у приводи машин і агрегатів продукції ПрАТ «НКМЗ» впроваджені нові розробки великих хвильових

редукторів з більш високими техніко-економічними параметрами, зазначеними у таблиці.

Таблиця

Порівняльні техніко-економічні характеристики хвильових редукторів

Найменування машини	Редуктор	Вага, кг	Габарити, мм	Передаточне число	Обертальний момент M_2 на тиххідному валу, кНм	Трудомісткість одиниці виробу, нормо-годин	Економічний ефект на одиницю виробу, грн.	Кількість, одиниць
Міксер пересувний МП-300АС	базовий	9800	2500×1500×1200	2866,7	127	857	167282	8
	новий	6050	1790×1045×1145	2860	130	562		
Міксер пересувний МП-600АС	базовий	13585	2240×3600×2450	1456,9	320	993	200535	2
	новий	8406	2865×1660×1870	2163,1	320	681		
Міксер стаціонарний МС-1300	базовий	7517	3800×1300×1400	333,8	147	828	77768	6
	новий	4730	2845×1630×1820	380	320	617		

Усього впроваджено 16 хвильових зубчастих редукторів для розмельних млинів і міксерів загальною масою 112492 кг. Зниження трудомісткості виготовлення нових редукторів становить 4250 н./год. (30,8%), зниження металомісткості 77218 кг (40,7%), економічний ефект від впровадження великих хвильових редукторів склав 2 205 934 грн.

Результати науково-дослідних, дослідно-конструкторських, технологічних і експериментально-виробничих робіт зі створення, дослідження та впровадження нових видів важко навантажених хвильових зубчастих редукторів у машини і агрегати будівельної та важкої індустрії, в повному обсязі виконані на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» і є інтелектуальною власністю підприємства.

Начальник відділу цін
і управління вартістю

В. О. Богуцька

