

УДК 621.01

ЗАВИСИМОСТЬ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА ОТ ВЕЛИЧИНЫ МОДУЛЯ

Ишмуратов Хикмат Кахарович

*PhD., доцент, Ташкентский государственный технический университет
Узбекистан, г. Ташкент.*

Алланазаров Мадрахим Атаназарович

*К.т.н., доцент, Ташкентский государственный аграрный университет
Узбекистан, г. Ташкент.*

Аннотация: В статье представлен наиболее распространенный вид механических передач, обеспечивающих наряду с высокими КПД и простотой обслуживания, надежность и долговечность в работе.

Ключевые слова. Надежность, устойчивость, износостойкость, твердость, долговечность, модуль зацепления.

DEPENDENCE OF THE CONTACT STRESSES OF THE GEAR AND WHEEL ON THE VALUE OF THE MODULE

Ishmuratov Khikmat Kakharovich

PhD., docent, Tashkent state technical university Uzbekistan, Tashkent

Allanazarov Madrakhim Atanazarovich

PhD., docent, Tashkent state agrarian University of Uzbekistan, Tashkent

Annotation The article presents the most common type of mechanical gears, providing along with high efficiency and ease of maintenance, reliability and durability in operation.

Keywords: Reliability, stability, wear resistance, hardness, durability, engagement modulus.

Поверхности зубьев зубчатых колес в результате механической обработки имеют шероховатость, т. е. выступы и впадины, которые при зацеплении зубчатых колес под воздействием нагрузки и в результате проскальзывания подвергаются пластической деформации [1], вследствие чего шероховатости контактирующих поверхностей изменяются и отличаются от первоначальной,

которую называют равновесной шероховатостью. Профилограммы поверхностей зубьев с равновесной шероховатостью показали, что их выступы имеют примерно одинаковые высоты и большие радиусы скругления [1], что обуславливает большую площадь контакта сопряженных поверхностей трения зубьев зубчатых колес.

Интенсивность изнашивания пары трения во многом зависит от нормальной нагрузки на контактные площади.

Если контактное напряжение не превышает предела текучести материала зубьев, то изнашивание поверхностей трения происходит без их заедания, при превышении предела текучести материала могут возникать заедания.

Процесс отделения продуктов изнашивания при работе зацепления имеет циклический характер [2] и происходит после некоторого числа повторных деформаций.

Машиностроение- одна из развивающихся отраслей промышленности, а зубчатые передачи в современном машиностроении являются наиболее распространенным видом механических передач, обеспечивающих наряду с высокими КПД и простотой обслуживания, надежность и долговечность в работе. Развитие техники и технологии зависит от качества, надежности, конкурентоспособности, себестоимости и совершенствования и другим фактором.

Особое место в современных зубчатых передачах занимает открытые и закрытые зубчатые передачи. Практика показывает, что зубчатые передачи многих машин, например: Высокопроизводительные зерновые комбайны, пахатные и пропашные трактора, хлопкоуборочные машины и др., работающих в условиях повышенной запыленности окружающей среды, подвержены абразивному изнашиванию, резко сокращающее их срок эксплуатации. Одним из путей повышения долговечности таких передач является выбор оптимальных параметров зацепления (модуль и число зубьев).

Настоящая статья посвящена исследованию влияния величины модуля и, соответственно, числа зубьев при определенных диаметрах начальных

окружностей прямозубой передач, установленной в соосном редукторе тихоходной ступени привода рабочей машины.

Привод рабочей машины трехступенчатый с открытой плоскоременной передачей и двухступенчатым соосным редуктором. Данные кинематического расчета привода представлены в табл. 1.

Таблица 1

№	Частота вращения		Крутящий момент,		Передаточное		КПД	
	об/мин		Нм		отношение			
	Обозначение		Обозначение		Обозначение		Обозначение	
1		2950		66		2.19		0,95
2		1374		137		3,55		0,97
3		379		470		3,15		0,97
4		120		1435				

В результате проектного расчета наиболее нагруженной тихоходной ступени соосного редуктора из условия контактной прочности определено межосевое расстояние материалом прямозубых колес, для лучшей приработки зубьев, принята сталь с твердостью $HV < 400$ с допускаемыми контактными напряжениями колеса.

Как известно, величина модуля зацепления при проектировании передач обычно назначается в пределах. Причем для силовых передач модуль меньше не рекомендуется, а в случае перегрузок или при возможности износа зубьев берется наибольшее значение, т.е. Для повышения работоспособности все элементы машин должны быть равнопрочными. Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определено по формуле Герца. Контактная прочность зубьев колес зависит от материала и размеров передачи и не зависит от модуля и числа зубьев в отдельности. Но по условиям контактной прочности при принятом межосевом расстоянии, модуль и число зубьев могут иметь различные значения, но с соблюдением условий: и передаточным числом.

Вторым из двух основных критериев работоспособности зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб. При проектировании стремятся к равной изгибной прочности шестерни и колеса. На рис. 1 представлена зависимость контактных напряжений от модуля зубчатых колес.

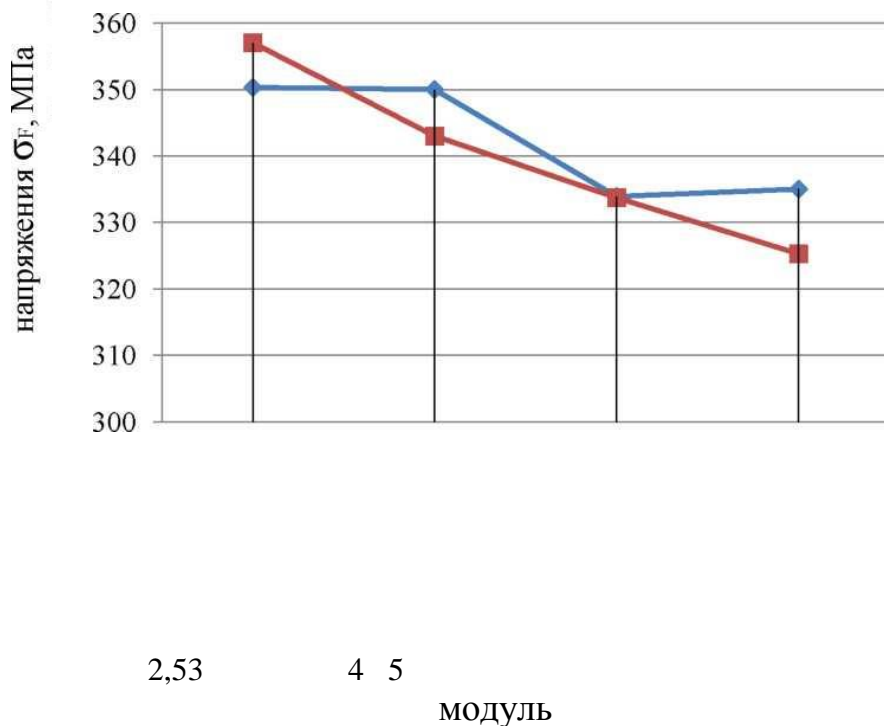


Рисунок 1. Зависимость контактных напряжений шестерни и колеса от величины модуля.

На рис. 2 представлен график изменения изгибных напряжений шестерни и колеса от величин модуля

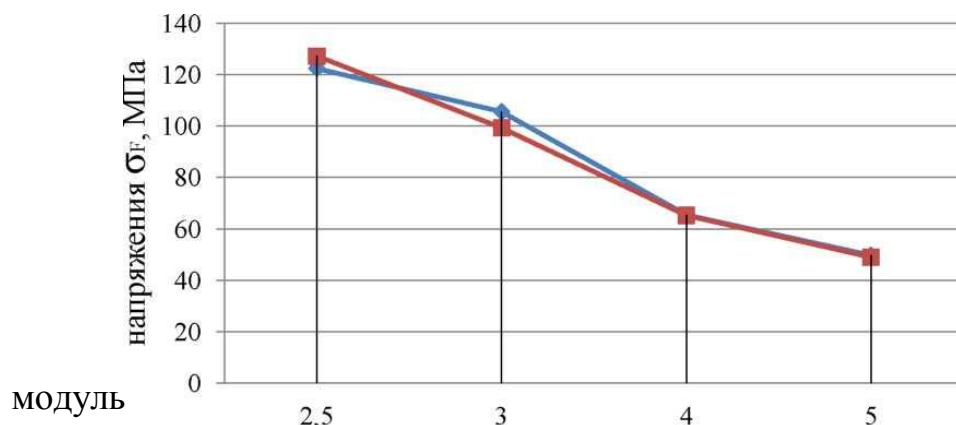


Рисунок 2. Зависимость изгибных напряжений шестерни и колеса от величины модуля.

Расчеты проводились на ЭВМ в программе Autodesk Inventor. Анализ полученных зависимостей показал, что при шестерня-колесо имеют одинаковые

контактные и изгибные напряжения, т.е. равнопрочные, при этом недогрузка по контактными напряжениям, соответственно, 14,4% и 18%.

Уменьшение модуля и соответствующее увеличение числа зубьев способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает КПД и надежность передачи против заедания, но увеличивается степень неравномерности распределения нагрузки между соседними зубьями и снижается запас изгибной прочности передачи.

В приведенном исследовании тихоходной ступени соосного редуктора предполагалось, что износ зубьев не достигнет предельного значения, ограниченного запасом прочности зуба по напряжениям изгиба, поэтому в качестве расчетного, для зубчатых колес, был принят модуль. В таблице 2 представлены геометрические параметры зубчатой пары.

Таблица 2. Геометрические параметры.

Тип модели	Шестерня	Колесо
Количество зубьев	34	106
Делительный диаметр	136 мм.	424 мм.
Наружный диаметр	144 мм.	432 мм.
Диаметр впадин	126 мм.	414 мм.
Диаметр основной окружности	127.798 мм.	398.430 мм.
Диаметр начальной окружности	136 мм.	424 мм.
Ширина колес	118 мм.	114 мм.

Программа Autodesk Inventor позволила определить массу редуктора при различных значениях расчетных и допускаемых контактных напряжениях. В нашем случае происходит увеличение массы редуктора по сравнению с тем, если варьировать шириной зубьев можно добиться достижения равенства, что является оптимальным для уменьшения металлоемкости редуктора.

Расчетным путем на стадии проектирования можно выбирать оптимальные значения модуля и, соответственно, числа зубьев, обеспечивающих наибольшую долговечность подверженных абразивному изнашиванию прямозубых передач по критерию «изгибная прочность».

Заключение

1. Наибольший размер абразивных частиц, удерживающихся на поверхности трения зубьев открытых зубчатых передач согласно полученного

выражения увеличивается с увеличением модуля зацепления, число зубьев ведомой шестерни и коэффициента трения между абразивной частицей и поверхностью зуба ведомой шестерни, уменьшается с увеличением радиуса кривизны точки контакта зубьев по профилю.

2. В открытых зубчатых передачах для уменьшения размера абразивных частиц, участвующих в процессе изнашивания и повышения износостойкости зубьев ведомой шестерни при наличии в окружающей среде абразивных частиц необходимо использовать зубчатую передачу с меньшим передаточным отношением.

3. Когда в зубчатой передаче зацепления происходит проскальзывание между головкой и ножкой зубьев шестерен, то скорость их изнашивания повышается с увеличением запыленности окружающей среды, размера абразивных частиц, модуля зацепления, прочности абразивных частиц, степени относительного проскальзывания и частоты вращения шестерен; уменьшается с увеличением твердости материала шестерен, количества циклов деформации изнашиваемой поверхности, длины зубьев шестерен, суммарного количества зубьев и передаточного отношения зацепления.

4. В полюсе зацепления из-за отсутствия проскальзывания между зубьями шестерен, износ зубьев происходит в результате образования кратерообразных лунок, при этом скорость изнашивания зубьев растет с повышением прочности и размера абразивных частиц и частоты вращения шестерен. На снижение скорости изнашивания зубьев шестерен наиболее влияние оказывает твердость материала шестерен, относительно меньше влияние оказывает количество циклов деформации изнашиваемой поверхности, длина зубьев шестерен и передаточное отношение зацепления.

Литературы

1. Лемеков О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин»: 3 - е изд. переб. и доп. - М.: Машиностроение, 2007. - 464с.; ил.

2. Ишмуратов Х.К. Теоритическое обоснование ресурса зубчатых передач

хлопкоуборочных машин по критерию износа. Диссертация ученой степени Доктора философии по техническим наукам (PhD). Ташкент, 2019.- 156 с.

3.Иргашев А., Ишмуратов Х.К. Износостойкость зубьев шестерен, работающих в условиях сухого трения. // Международной научно-практической конференции «Автомобиле-и тракторостроение». –Минск, 2019.-№2 С. 79-82

4. Дунаев П.Ф., Лемиков О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 9 - е изд. М.: Издательский центр «Академия», 2006, 496с.

5. Иргашев А. Оценка износостойкости узлов трения качения, работающих в абразивной среде. -Ташкент: ТашГТУ, 1996. -131с.