

ВЛИЯНИЕ МОДУЛЯ И ЧИСЛА ЗУБЬЕВ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Шефер И. Н.

Научный руководитель канд. техн. наук Дьяконова В.Я.

Сибирский федеральный университет

Институт горного дела геологии и геотехнологии

Зубчатые передачи в современном машиностроении являются наиболее распространенным видом механических передач, обеспечивающих наряду с высокими КПД и простотой обслуживания, надежность и долговечность в работе.

Однако в ряде случаев долговечность зубчатой передачи значительно снижается. Практика показывает, что зубчатые передачи многих машин, например: горных, буровых, строительных, дорожных 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.

Табл.1 Параметры привода.

| Номер | Частота вращения, об/мин | | Крутящий момент, Нм | | Передаточное отношение | | КПД | |
|-------|--------------------------|----------|---------------------|----------|------------------------|----------|-------------|----------|
| | Обозначение | Значение | Обозначение | Значение | Обозначение | Значение | Обозначение | Значение |
| 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 HB < 350 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.

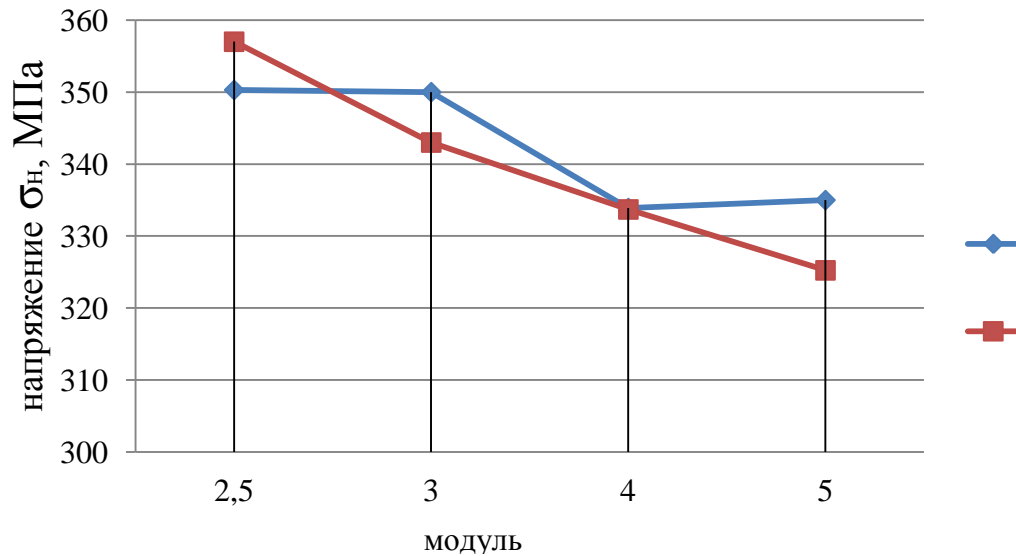


Рисунок 1. Зависимость контактных напряжений шестерни и колеса от величины модуля.

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

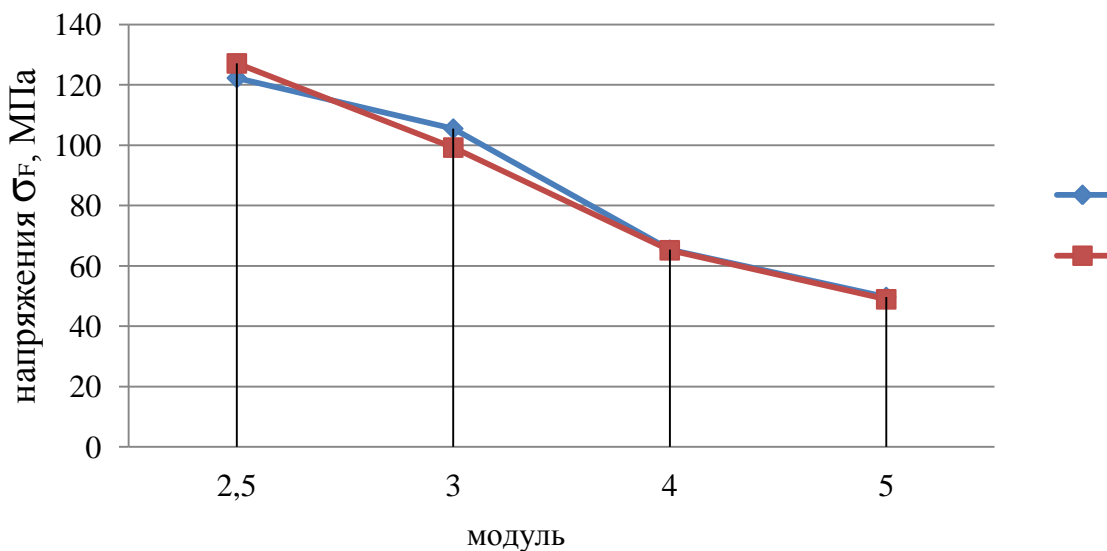


Рисунок 2. Зависимость изгибных напряжений шестерни и колеса от величины модуля.

Расчеты проводились на ЭВМ в программе Autodesk Inventor. Анализ полученных зависимостей показал, что при шестерня и колесо имеют одинаковые контактные и изгибные напряжения, т.е. равнопрочные, при этом недогрузка по контактным 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 при происходит увеличение массы редуктора на по сравнению с тем, если. Варьируя 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».

Список 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. 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.
3. Детали машин: учебник для вузов/ Л.А. Андреев, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. 2 – е изд. М.: Изд – во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 527с.