

равлика, гидромашины и гидроприводы" в системе дистанционного образования. Материалы МНТК ААИ "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров", посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ". Книга 12, Москва, МГТУ «МАМИ», 2010 г., с. 1-4.

7. Беленкова Ю.А., Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Суздальцев В.Е., Шейпак А.А. Задачник по гидравлике и гидропневмоприводу. / Под ред Ю.А. Беленкова. – М., Издательство «Экзамен», 2009. – 286 с. Серия «Учебник для вузов». ISBN 978-5-377-01773-8.
8. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Пхакадзе С.Д., Курмаев Р.Х., Строков П.И. Гидравлический расчет сложных трубопроводов транспортно-технологических машин. Методика графоаналитического расчета, сборник заданий. Учебное пособие для студентов вузов. / Под ред. проф. А.В. Лепешкина. – М., изд. МАМИ, 2013 – 85 с.

Усовершенствованный алгоритм расчёта зубчатой передачи для обоснованного выбора материалов шестерни и колеса

к.т.н. доц. Лукьянов А.С., Стариков А.И.
Университет машиностроения
8 (495) 223-05-23, salek61@mail.ru

Аннотация. В статье предложен новый усовершенствованный алгоритм расчета зубчатой передачи, позволяющий произвести обоснованный выбор размеров и термообработки материала для изготовления шестерни и колеса с учётом ресурса и режима работы. На основе предлагаемого алгоритма разработана программа расчета зубчатой передачи.

Ключевые слова: зубчатые колёса, алгоритм расчета, способ термической или термохимической обработки материала, межосевое расстояние, твёрдость поверхности.

Грамотное умение провести расчёт самой распространённой зубчатой передачи является одним из главных навыков, который приобретают студенты в курсовом проектировании по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». Освоение этого расчёта позволит студенту понять взаимовлияния размеров, ресурса зубчатых колёс и характеристик материалов, из которых они выполнены. Однако принятый в настоящее время алгоритм расчёта зубчатой передачи имеет некоторые недостатки:

1. Плохо обоснован начальный выбор основных параметров передачи (материал зубчатых колёс и его термообработка, коэффициент нагрузки и другие), который никак не связан с исходными данными и не даёт представления о значении получаемого впоследствии межосевого расстояния (габаритных размеров редуктора). Если межосевое расстояние не соответствует требованиям компоновки привода и его надо изменять, то это требует от студента повторного проведения начального выбора основных параметров с необходимыми коррекциями, которые также неизвестны.
2. Если же межосевое расстояние приемлемо для компоновки привода, то последующие проверочные расчёты часто дают результат о недогрузке данных зубчатых колёс, что также свидетельствует о несоответствующей термообработке зубьев, выбранной на начальном этапе. Реже проверочный расчёт даёт результат о недопустимой перегрузке зубьев по контактным напряжениям. В обоих случаях для принятия окончательного решения требуется проведение корректировок в ранее сделанных вычислениях. Это требует дополнительного времени студента на перерасчёт зубчатой передачи, во время которых и приходит понимание взаимовлияния выбранных и расчётных параметров. Однако дополнительным временем студент, как правило, не располагает и перерасчёт для получения оптимальных параметров передачи не делает и считает для себя, что данное задание по проекту кое-как, но выполнено.

3. В проектном расчёте зубчатой передачи используется много предварительно задаваемых (ожидаемых) параметров, например коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса Z_X , или ожидаемая окружная скорость в зацеплении V , которую определяют по эмпирической формуле [1, 2]:

$$V \approx \frac{n_1 \cdot \sqrt[3]{T_1}}{2000}, \text{ м/с,}$$

где: n_1 – частота вращения шестерни; T_1 – вращающий момент на валу шестерни.

В зависимости от этой ожидаемой скорости определяются несколько важных параметров передачи: степень точности изготовления, коэффициент относительной ширины шестерни ψ_{bd} , коэффициент нагрузки K_H , коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости Z_V . Однако полученное значение ожидаемой скорости в зацеплении, как правило, значительно отличается от значения реальной скорости, определяемой по зависимости [1, 2]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000}, \text{ м/с,}$$

где: d_{w1} – начальный диаметр шестерни.

Неточность определения этих параметров в проектном расчёте вызывает необходимость их уточнения в проверочном расчете, что увеличивает время вычислений и объём расчётно-пояснительной записки.

Для нового алгоритма предлагается следующий способ расчета зубчатой передачи. Вначале ориентировочно прогнозируется значение основного параметра зубчатой передачи – межосевого расстояния a_w (для цилиндрического зубчатого редуктора) или внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} (для конического зубчатого редуктора). Это можно осуществить несколькими способами:

- 1) просто задаться им по конструктивным соображениям или габаритам привода;
- 2) выбрать в зависимости от известных габаритов выбранного электродвигателя;
- 3) определить в зависимости от критерия технического уровня зубчатых редукторов.

Как показывает анализ, электропривод – устройство электродвигателя с редуктором – имеет в большинстве случаев равное (50% на 50%) соотношение габаритных размеров двигателя и редуктора. Как правило, установочный размер выбранного двигателя h (указываемый в обозначении двигателя размер – расстояние от установочной поверхности до оси вала двигателя) соизмерим с межосевым расстоянием a_w редуктора. В предлагаемом алгоритме можно принять межосевое расстояние a_w редуктора приблизительно равным установочному размеру h выбранного электродвигателя.

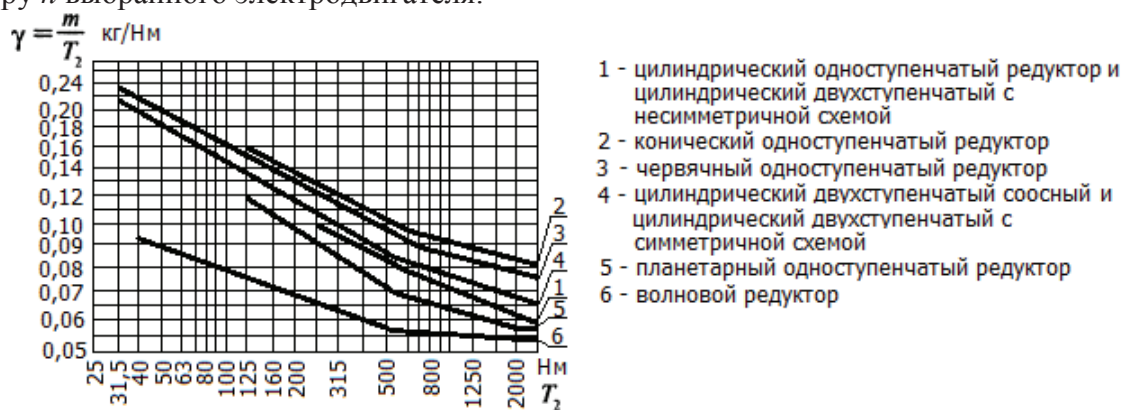


Рисунок 1

При всём конструктивном разнообразии общепромышленных редукторов они мало различаются по технико-экономическим показателям и для них типичны средние требования к техническому уровню, критерием которого может служить коэффициент γ , представляющий собой отношение массы m редуктора к крутящему моменту T_2 на тихоходном валу редуктора. С повышением технического уровня коэффициент γ уменьшается и в дальнейшем

может корректироваться. В настоящее время достигнутые значения коэффициента γ отражены на графике рисунка 1.

Критерий технического уровня редуктора γ даёт возможность определить основной параметр – межосевое расстояние a_w современного редуктора. Для этого определяется:

а) критерий γ по величине крутящего момента T_2 (рисунок 1);

б) масса редуктора $m = \gamma \cdot T_2$ по величине γ ;

в) возможное межосевое расстояние a_w или внешний делительный диаметр конического колеса d_{e2} по массе редуктора с помощью таблицы 1.

Таблица 1

Цилиндрический зубчатый редуктор							
Масса редуктора m , кг		45	60	70	85	110	140
Межосевое расстояние a_w , мм		100	125	140	160	180	200
Конический зубчатый редуктор							
Масса редуктора m , кг		20	30	40	60	80	120
Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	$u = 2 \dots 2,8$	125	140	160	180	200	224
	$u = 3,15 \dots 5$	160	180	200	224	250	280
Червячные редукторы							
Масса редуктора m , кг		30	60	70	90	120	170
Межосевое расстояние a_w , мм		80	100	125	140	160	180

Таблица 2

	Комбинации способов термической или термохимической обработки материалов шестерни и колеса и их твёрдости $H_{1,2}$			
	I	II	III	IV
Коэффициент, учитывающий термообработку зубчатых колёс	$K_m > 10$,	$K_m = 7 \dots 10$	$K_m = 5 \dots 7$	$K_m < 5$
Шестерня (индекс 1)	Отжиг, нормализация или улучшение $H_1=180\dots350$ HB	Объёмная или поверхностная закалка $H_1=45\dots55$ HRC	Объёмная или поверхностная закалка $H_1=45\dots55$ HRC	Цементация или нитроцементация $H_1=52\dots63$ HRC
Максимальное базовое число циклов N_{GH1}	$N_{GH1} = 30 \cdot H_1^{2,4} = 34 \cdot 10^6$	$N_{GH1} = 340 \cdot H_1^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 340 \cdot 55^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 111 \cdot 10^6$		$120 \cdot 10^6$
Колесо (индекс 2)	Отжиг, нормализация или улучшение $H_2=180\dots350$ HB	Отжиг, нормализация или улучшение $H_2=180\dots350$ HB	Объёмная или поверхностная закалка $H_2=45\dots55$ HRC	Цементация или нитроцементация $H_2=52\dots63$ HRC
Максимальное базовое число циклов N_{GH2}	$N_{GH2} = 30 \cdot H_2^{2,4} = 34 \cdot 10^6$		$111 \cdot 10^6$	$120 \cdot 10^6$

Далее, исходя из межосевого расстояния a_w , передаточного числа u и крутящего момента T_2 на колесе, взятых в списке исходных данных, определяется требуемая комбинация способов термической или термохимической обработки шестерни и колеса по зависимости [3]:

$$K_m = \frac{a_w}{(u \pm 1)} \sqrt[3]{\frac{u^2}{T_2}},$$

где: K_m – коэффициент, учитывающий термообработку зубчатых колёс (таблица 2).

Если $K_m > 10$, то для передачи подходит первая комбинация способов термической

обработки материалов зубчатых колёс (так называемая «мягкая» передача).

Если $K_m = 7 \dots 10$, то для передачи подходит вторая комбинация способов термической обработки материалов зубчатых колёс (так называемая передача с «большим перепадом твёрдости»).

Если $K_m = 5 \dots 7$, то для передачи подходит третья комбинация способов термической обработки материалов зубчатых колёс (так называемая «твёрдая» передача).

Если $K_m < 5$, то для передачи подходит четвёртая комбинация способов термической обработки материалов зубчатых колёс (так называемая «сверхтвёрдая» передача).

Зная межосевое расстояние a_w , можно сразу же выполнить все геометрические и силовые расчёты, точно так же как в известном (принятом) алгоритме. Известная комбинация способов термической или термохимической обработки материалов шестерни и колеса и точная скорость в зацеплении позволяет определить полный коэффициент нагрузки, а не частичный, как в принятом проектном расчёте. Таким образом, становятся известны все параметры для определения действующих контактных напряжений σ_H в зацеплении зубьев колёс:

$$\sigma_H = 190 \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_{w2} \cdot d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

Представленная зависимость является основной формулой для проверочного расчёта. В этой формуле неизвестна только одна величина – расчётное допускаемое напряжение $[\sigma]_H$. Эта величина может быть определена только после конкретного выбора твёрдостей $H_{1,2}$ рабочих поверхностей шестерни и колеса. В новом алгоритме предложен выход из данной ситуации, а именно значение расчётного допускаемого напряжения $[\sigma]_H$ приравнено к значению действующего напряжения σ_H :

$$[\sigma]_H = \sigma_H$$

Этот приём не только не противоречит представленной зависимости, т.к. наиболее желательно, чтобы действующие напряжения σ_H были как можно ближе к допускаемым $[\sigma]_H$, но и упрощает общий расчёт зубчатой передачи из-за возможности в дальнейшем отказаться от наиболее сложного проверочного расчёта по контактным напряжениям. Остаётся только найти твёрдости $H_{1,2}$ зубьев колёс, которые обеспечат требуемое значение допускаемого напряжения $[\sigma]_H$, что и сделано в таблице 3 с учётом выбранной ранее комбинации способов термообработки.

Выбранная на предварительном этапе комбинация способов термообработки зубьев шестерни и колеса (таблица 2) позволяет точно определить средние (расчётные) значения твёрдости $H_{1,2cp}$ их рабочих поверхностей (таблица 3).

Затем определяются пределы допустимого колебания твердости из расчета:

$$H_{1,2} = H_{1,2cp} \pm 15 \text{ HB (3HRC)}$$

Кроме того, представленные в таблице 3 формулы наглядно показывают все параметры и их степень влияния на определение твёрдости $H_{1,2}$ зубьев, а именно:

- а) действующие в зацеплении контактные напряжения $\sigma_H = [\sigma]_H$;
- б) коэффициент запаса прочности S_H ;
- в) срок службы L_h ;
- г) коэффициент режима нагружения μ_3 ;
- д) коэффициент, учитывающий шероховатость рабочей поверхности зубьев Z_R ;
- е) коэффициент, учитывающий скорость в зацеплении Z_V ;
- ж) соотношение эквивалентного N_{HE} и базового N_{GH} числа циклов и другие параметры.

Эти формулы были выведены на основе известных зависимостей в принятом алгоритме расчёта. Однако эти зависимости разбросаны в проектном и проверочном расчёте, и понять взаимовлияние указанных выше параметров мог только специалист, освоивший этот алгоритм. В предлагаемом усовершенствованном алгоритме несколько зависимостей собраны в одном проектном расчёте и на их основе выведены формулы (таблица 3), показывающие

полную зависимость твёрдости поверхности $H_{1,2}$ от исходных данных и параметров зубчатой передачи.

Таблица 3

Расчётные параметры		Шестерня	Колесо
Коэффициент запаса прочности		$S_{H1} = 1,1$ (комбинация I, II, III) $S_{H1} = 1,2$ (комбинация IV)	$S_{H2} = 1,1$ (комбинация I, II, III) $S_{H2} = 1,2$ (комбинация IV)
Эквивалентные числа циклов за срок службы		$N_{HE1} = 60n_{зац}n_1L_h\mu_3$	$N_{HE2} = 60n_{зац}n_2L_h\mu_3$
Комбинации способов обработки поверхности (табл.2)		Формулы для определения необходимой твёрдости H_1 и H_2 рабочей поверхности шестерни и колеса в зависимости от комбинации способов обработки поверхности (табл.2)	
I	$N_{HE1,2} \leq 34 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 20 HB$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[6]{N_{HE2}}}{32,4 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 35 HB$ $H_2 = H_{2cp} \pm 15 HB$
	$N_{HE1,2} > 34 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 20 HB$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[20]{N_{HE2}}}{4,6 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 35 HB$ $H_2 = H_{2cp} \pm 15 HB$
II	$N_{HE1} \leq 111 \cdot 10^6$ $N_{HE2} \leq 34 \cdot 10^6$	$H_{1cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H1} \cdot \sqrt[6]{N_{HE1}}}{250 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 12 HRC$ $H_1 = H_{1cp} \pm 3 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[6]{N_{HE2}}}{40,5 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 35 HB$ $H_2 = H_{2cp} \pm 15 HB$
	$N_{HE1} > 111 \cdot 10^6$ $N_{HE2} > 34 \cdot 10^6$	$H_{1cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H1} \cdot \sqrt[20]{N_{HE1}}}{29,8 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 12 HRC$ $H_1 = H_{1cp} \pm 3 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[20]{N_{HE2}}}{5,75 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 35 HB$ $H_2 = H_{2cp} \pm 15 HB$
III	$N_{HE1,2} \leq 111 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 2 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[6]{N_{HE2}}}{250 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 12 HRC$ $H_2 = H_{2cp} \pm 3 HRC$
	$N_{HE1,2} > 111 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 2 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[20]{N_{HE2}}}{29,8 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} - 12 HRC$ $H_1 = H_{1cp} \pm 3 HRC$
IV	$N_{HE1,2} \leq 120 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 2 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[6]{N_{HE2}}}{501 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} HRC$ $H_2 = H_{2cp} \pm 3 HRC$
	$N_{HE1,2} > 120 \cdot 10^6$	$H_1 = H_2 + 2 HRC$	$H_{2cp} = \frac{[\sigma]_H \cdot S_{H2} \cdot \sqrt[20]{N_{HE2}}}{57,7 \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X} HRC$ $H_2 = H_{2cp} \pm 3 HRC$

Заключение

Предлагаемый алгоритм будет полезен для проектировщиков механических приводов с зубчатыми передачами, т.к. быстро даёт представление о возможности существования зубчатых колёс, которые в течение известного срока службы и режима нагружения могут передавать заданные нагрузки. Особенно это полезно для обучения студентов, для которых важно чёткое обоснование зависимости того или иного параметра. При этом проведение важного проверочного расчёта на контактные напряжения, который является самой трудоёмкой частью всего расчёта, становится нецелесообразным, т.к. он, по сути, является точным обратным решением предлагаемого проектного расчёта.

Это даёт возможность сократить затрачиваемое на расчёт время и уменьшить объём расчётно-пояснительной записки. Следует отметить, что проверочные расчёты на изгибную прочность и на действия максимальных контактных и изгибных напряжений остаются обязательными как в принятом, так и в предлагаемом алгоритме расчёта. Кроме того, предлагаемый алгоритм приспособлен для разработки диалоговой формы компьютерной программы расчёта зубчатой передачи. Такая программа разработана авторами и в настоящее время проходит апробацию.

Литература

1. Баловнев Н.П., Пронин Б.А. «Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность» Учебное пособие по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов машиностроительных специальностей. МГТУ «МАМИ», 2006
2. Лукьянов А.С., Стариков А.И. К вопросу повышения эффективности расчёта зубчатых и червячных передач. М., Журнал Известия МГТУ «МАМИ», 2013 г.
3. Шейнблит А. Е., «Курсовое проектирование деталей машин» Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн., Калининград, 2002. - 454 с.

ФИЛОСОФИЯ ПРАВА И ЮРИСПРУДЕНЦИЯ

Общественный контроль как форма взаимодействия гражданского общества и государства

к.ю.н. доц. Марзак Г.А.
Университет машиностроения
marzak-g@mail.ru

Аннотация. Статья посвящена проблеме общественного контроля как форме взаимодействия гражданского общества и государства. Подробно исследована сущность общественного контроля. В статье проведен анализ основных субъектов общественного контроля. Детально рассмотрены современные способы общественного контроля, отмечены тенденции их развития.

Ключевые слова: общественный контроль, государство, гражданское общество, государственный аппарат, общественные отношения, демократия, гражданин.

Устойчивость и сбалансированность функционирования аппарата государственной власти, сформированного при помощи демократических процедур, зависит, в том числе, от наличия в обществе современных, а также эффективных инструментов независимого контроля над деятельностью этого аппарата и органов местного самоуправления.

По степени развитости институтов общественного контроля можно судить об уровне демократичности государства, ибо государственно-властные структуры при отсутствии над ними действенного контроля склонны деградировать.

Фундаментом государства, претендующего на звание правового, является подчинение власти праву, что достигается только путем постоянного контроля над властью. Как справедливо пишет А.С. Панарин, «нет ничего опаснее бесконтрольной власти, опирающейся не на закон, а на угрозу применения насилия; необходим надежный демократический контроль» [1]. В свою очередь, В.О. Лучин и Н.А. Боброва отмечают: «Способность общества к контролю над властью – признак гражданского общества. Только контроль, приобретая правовые формы, способен подчинить власть праву, и только при условии существования гражданского общества государство оказывается «под правом», становится правовым» [2].

В силу объективных причин государству часто свойственно злоупотребление властными полномочиями и реализация своих интересов в ущерб общественным, что подтверждает его неготовность делиться властью. Такая негативная тенденция ведет к изменению сущности и социального назначения государства, поэтому для ее преодоления требуется ограничение власти, т.е. контроль.

Естественно, государственный аппарат формально предусматривает механизмы внутреннего контроля, которые вроде бы позволяют ему бороться с дефектами системы, разрешать внутренние противоречия и развиваться. Однако практика показывает, что этих механизмов никогда не бывает достаточно, поскольку властные структуры не способны эффективно бороться с негативными проявлениями только посредством внутренних рычагов. В результате появляется объективная необходимость в осуществлении контроля над государ-