

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ



Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

УТВЕРЖДАЮ

Декан ММФ

_____ С.Б. Сапожков

"__" _____ 2006 г.

РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ЗУБЧАТЫЙ.
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ
СПОСОБНОСТИ И ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ПЕРЕДАЧ

Методические указания по выполнению лабораторной работы по курсу
"Детали машин и основы конструирования"

УДК 621.833.1

Редуктор цилиндрический зубчатый. Изучение конструкции, определение нагрузочной способности и основных геометрических параметров передач.: Методические указания к выполнению лабораторной работы по курсу «Детали машин и основы конструирования». – Юрга: Изд. ЮТИ ТПУ, 2006.- 28с.

Составители: А.В. Мурин
А.В. Коперчук
Н.А. Логвинова

Рецензент доцент, к.т.н. И.Ф. Боровиков

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию методическим семинаром кафедры «Механика и инженерная графика» 11 мая 2006 г.

Зав. кафедрой МИГ

С.В. Щербинин

ВВЕДЕНИЕ

Одним из широко распространённых машиностроительных узлов, имеющих наибольшее практическое значение, являются механические передачи.

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

Все механические передачи разделяют на две основные группы:

а) передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные);

б) передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые (цилиндрические, конические, червячные), цепные, винтовые).

Благодаря своим достоинствам, широкое распространение получили зубчатые передачи. Такие передачи, выполненные в виде самостоятельной законченной сборочной единицы в закрытом корпусе и предназначенные для понижения угловой скорости с соответствующим повышением передаваемого вращающего момента, называются *редукторами*. Аналогичные передачи, предназначенные для повышения угловой скорости с соответствующим понижением вращающего момента, называются *мультипликаторами*. Наибольшее распространение имеют редукторы, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Достоинства зубчатых цилиндрических передач:

- а) высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- б) большая долговечность;
- в) надежность работы;
- г) высокий к.п.д. (0,95...0,98);
- д) постоянство передаточного отношения;
- е) возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных отношений (до нескольких сотен);

Недостатки:

- а) высокая трудоемкость изготовления;
- б) повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- в) шум при работе;
- г) высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

Из всех перечисленных разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные.

Цель работы: ознакомление с устройством типовых и стандартных редукторов, с их установочными, присоединительными элементами и

размерами; приобретение навыков определения параметров зубчатых зацеплений и нагрузочной способности цилиндрических редукторов.

1 МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Данная работа состоит из двух частей:

- а) теоретическая часть;
- б) практическая часть.

Теоретическая часть работы заключается в изучении устройства типовых редукторов по литературе. При этом необходимо уяснить назначение всех элементов и деталей и продумать процесс сборки-разборки конструкции.

Практическая часть работы проводится на натуральных образцах редукторов.

При выполнении практической части работы необходимо:

- а) изучить конструкцию натурального редуктора;
- б) ответить письменно на вопросы раздела 4;
- в) определить основные параметры передач и заполнить таблицу (см. приложение Г);
- г) измерить габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора;
- д) ориентировочно определить нагрузочную способность редуктора;
- е) найти доверительные интервалы определяемой величины, степень их достоверности;
- ж) выполнить эскиз общего вида редуктора с указанием габаритных, присоединительных и установочных размеров.

Для успешного выполнения данной работы необходимо уметь читать чертежи простейших механических устройств, иметь навыки измерения штангенинструментами, а также знать основные понятия по геометрии и кинематике зубчатых передач.

Перед выполнением практической части работы необходимо уяснить правила безопасности (приложение А) и расписаться в журнале регистрации проведения инструктажа.

Для выполнения работы учебная группа делится на несколько бригад (по 3-5 человек в каждой). Работа организуется так, чтобы каждый студент обязательно выполнил все операции, необходимые для её проведения.

После выполнения практической части работы студенты должны предоставить отчёты и защитить их.

2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ ПО ЛИТЕРАТУРЕ

При изучении конструкций редукторов по литературе необходимо уяснить следующие вопросы:

2.1 Тип редуктора: горизонтальный, вертикальный, комбинированный; назначение редуктора; техническая характеристика

(мощность или крутящий момент на выходном валу, частота его вращения, передаточное число, к.п.д.).

2.2 Назначение деталей редуктора и их отдельных элементов, способы соединения сопряженных деталей.

2.3 Материалы деталей, способы получения заготовок, термическая и химико-термическая обработка. Связь способа получения заготовки с количеством выпускаемых изделий.

2.4 Взаимодействие деталей во время работы, характер нагрузки на них (сила, момент, направление силы).

2.5 Типы опор валов, используемых в редукторе (подшипники скольжения, качения).

2.6 Регулировка подшипников, зубчатых зацеплений (если требуется, то с помощью каких деталей осуществляется).

2.7 Способы и устройства для смазки подшипников и зубчатых зацеплений, типы смазочных материалов.

2.8 Устройства для заливки (подачи) масла в редуктор и удаления из него, контроль наличия и уровня смазки в редукторе.

2.9 Основные виды уплотнений выходных концов валов (контактные, бесконтактные)

2.10 Устройства для выравнивания давления воздуха внутри редуктора с атмосферным (при работе).

2.11 Установочные и присоединительные элементы редуктора, их форма, размеры, а также размеры, определяющие положение этих элементов.

3 ГАБАРИТНЫЕ, УСТАНОВОЧНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

В соответствии с ГОСТ 2.307-68 *габаритными* называются размеры, определяющие предельные внешние или внутренние очертания изделий; *установочными* и *присоединительными* называются размеры, определяющие величины элементов, по которым данное изделие устанавливается на место монтажа или присоединяется к другому изделию.

Установочными размерами, например, для редуктора являются: диаметр отверстий для крепления его на раме (плите, станине, металлоконструкции) и их координаты, расстояния, определяющие размеры и положение опорных поверхностей. Присоединительными размерами являются: диаметр и длина наружных участков входного и выходного валов, размеры шпонок или шлицев, расстояния от упорных буртиков валов до центров отверстий для крепления узла на раме (плите, станине, металлоконструкции), расстояния от опорных (базовых) плоскостей до осей входного и выходного валов.

4 ИЗУЧЕНИЕ НАТУРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ

Перед выполнением практической части работы необходимо знать ответы на вопросы раздела 2.

При изучении натуральных конструкций редукторов необходимо ответить на следующие вопросы:

4.1 Тип рассматриваемого редуктора, расположение осей валов редуктора, его кинематическая схема.

4.2 Материал зубчатых колес (сталь, чугун, бронза, пластмасса); способы получения заготовок (прокат, штамповка, свободная ковка).

4.3 Характер соединения зубчатых колес с валами, способы передачи крутящего момента к валам (шпонки, шлицы, посадки с натягом); фиксация колёс на валах от осевых перемещений (посадка с натягом, распорные втулки, гайки или другие устройства).

4.4 Подшипники, используемые в редукторе (скольжения, качения); тип подшипников качения (шариковые, роликовые; цилиндрические, конические, игольчатые; радиальные, радиально-упорные, упорные; самоустанавливающиеся, несамоустанавливающиеся; однорядные, многорядные), регулировка зазора в подшипниках (предусмотрена, не предусмотрена, как осуществляется).

4.5 Регулировка зубчатых зацеплений (предусмотрена, не предусмотрена, как осуществляется).

4.6 Тип крышек подшипниковых узлов (фланцевые, резьбовые, врезные).

4.7 Типы уплотнения входного и выходного валов (контактные: фетровые, манжетные; бесконтактные: щелевые, лабиринтные).

4.8 Наличие или отсутствие маслоотражательных или мазеудерживающих колец, места и цель их установки.

4.9 Способ смазки зубчатых колес (картерная окунанием, циркуляционная поливанием), подшипников; тип смазки подшипников (жидкая или пластичная); места и устройства для заливки масла в редуктор (при картерной смазке) или его подвода (при циркуляционной) и слива из него отработанного масла; устройство для контроля уровня масла при картерной смазке; наличие и конструкция устройства для выравнивания давления воздуха внутри редуктора с атмосферным.

4.10 Способ охлаждения редуктора во время работы (естественное, принудительное); устройства, применяемые для этой цели.

4.11 Материал корпуса редуктора (сталь, чугун, легкий сплав); наличие разъемов у корпуса; способ соединения отдельных частей корпуса между собой (винтами, болтами, шпильками; их количество и диаметры) и способ фиксации этих частей корпуса друг относительно друга (кроме резьбовых изделий); способ стопорения резьбовых изделий от самоотвинчивания.

4.12 Конструкция устройства для захвата редуктора при его подъеме с помощью грузоподъемного механизма (рым-болты, крюки, проушины или другие элементы), их количество.

Измерение размеров производится штангенинструментами: штангенциркулями измеряются наружные и внутренние размеры; штангенглубиномерами – глубины (отверстий, пазов, высоты выступов); штангенрейсмусами – высоты деталей.

Для измерения межосевых расстояний, посадочных диаметров, диаметров зубчатых колес следует использовать инструмент с отсчетом по нониусу 0,05 мм.

5 ОРИЕНТИРОВОЧНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕДУКТОРА

Нагрузочная способность редуктора – это наибольший крутящий момент на выходном (входном) валу, который может передать редуктор по условию прочности наиболее слабого элемента его кинематической цепи. Такими элементами могут оказаться зубья зубчатых колёс, концы входного и выходного валов, их шпонки.

При выполнении этой работы можно ограничиться (с целью уменьшения объёма вычислений) определением нагрузочной способности зубьев колёс последней ступени по условию контактной выносливости активных поверхностей зубьев и выносливости зубьев при изгибе, по условию прочности конца выходного вала этой ступени на кручение и его шпонки по условию прочности на смятие. Наименьшую допустимую нагрузку, найденную по этим расчётам, можно принять за нагрузочную способность редуктора. При наличии на редукторе таблички с характеристиками (мощности или крутящего момента на входном или выходном валах, частоты вращения одного из них, передаточного числа) полученную нагрузочную способность редуктора следует сопоставить с паспортной, сделать выводы.

5.1 Ориентировочно нагрузочную способность редуктора с цилиндрическими эвольвентными зубчатыми парами с внешним зацеплением по контактной выносливости можно найти, используя зависимость [6, с.57]:

$$T_{2H} = \frac{a_w}{K_a (i + 1)} \times \frac{\psi_{ba} \sigma_{HP}}{K_{H\beta}}, \quad (1)$$

где T_{2H} – крутящий момент на валу ведомого зубчатого колеса, Нм;

a_w – межосевое расстояние последней ступени, мм;

K_a – вспомогательный коэффициент;

i – передаточное число ступени;

ψ_{ba} – относительная рабочая ширина венца зубчатого колеса;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца.

Для прямозубых передач $K_a=495$, для косозубых и шевронных передач $K_a=430$. Допускаемое контактное напряжение можно определить по выражению [6, с.14, 57]:

$$\sigma_{HP} \approx \frac{0,9\sigma_{H\lim}}{S_H}, \quad (2)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа;

S_H – коэффициент запаса прочности.

$$\sigma_{H\lim} = \sigma_{H\lim b} \times Z_N,$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;

Z_N – коэффициент долговечности. В этих расчётах его можно принять равным единице.

По [6, с.27] для углеродистых и легированных сталей при твёрдости $HB \leq 350$ (отжиг, нормализация или улучшение)

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70;$$

при твёрдости $HRC_{\text{э}} = 38 \dots 50$ (объёмная и поверхностная закалка)

$$\sigma_{H\lim b} = 17HRC_{\text{э}} + 200;$$

для твёрдости $HRC_{\text{э}} > 56$ (легированные стали при цементации и нитроцементации)

$$\sigma_{H\lim b} = 23HRC_{\text{э}}$$

Значение коэффициента запаса прочности для зубчатых колёс с однородной структурой материала [6, с.24] $S_{H\min} = 1,1$; для зубчатых колёс с поверхностным упрочнением зубьев (поверхностная закалка, цементация и др.) $S_{H\min} = 1,2$. Для передач, выход из строя которых связан с тяжёлыми последствиями, значения минимальных коэффициентов запасов прочности следует увеличить до $S_{H\lim} = 1,25$ и $S_{H\lim} = 1,35$ соответственно.

Так как марка стали колёс изучаемого редуктора нам неизвестна, то следует предположительно принять либо углеродистую сталь марки 45, либо легированную сталь марки 40X, 40XH. Твёрдость поверхности зубьев, как уже было сказано, можно ориентировочно определить с помощью напильника. Поверхностная закалка может быть установлена по характерным для неё цветам побежалости в зоне расположения зубьев колёс.

Коэффициент $K_{H\beta}$ принимается, имея ввиду, что $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$, в зависимости от параметра $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$ по [6, с.57, 58]. Ориентировочно, при $HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$, в случае консольного расположения колёс и $\psi_{bd} = 0,2 \dots 0,75$ он равен $1,1 \dots 1,4$; в случае неконсольного несимметричного расположения хотя бы одного из колёс пары относительно опор при $\psi_{bd} = 0,2 \dots 1,6$ значение $K_{H\beta} = 1,03 \dots 1,3$; для симметричного расположения колёс относительно опор и $\psi_{bd} = 0,2 \dots 2,0$ величина $K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,15$. При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$, в случае консольного расположения и $\psi_{bd} = 0,2 \dots 1,2$ значение $K_{H\beta} \approx 1,05 \dots 1,5$ и в случае симметричного расположения шестерни и колеса относительно опор при $\psi_{bd} = 0,2 \dots 1,3$ он равен $1,03 \dots 1,4$. Во всех случаях большие значения $K_{H\beta}$ соответствуют большим значениям ψ_{bd} при примерно линейном изменении этого коэффициента в зависимости от ψ_{bd} . При

необходимости уточнения $K_{H\beta}$ следует обратиться к упомянутому выше источнику.

5.2 Ориентировочно крутящий момент, передаваемый ведомым звеном цилиндрической зубчатой пары по выносливости её зубьев при изгибе [6, с.59]:

$$T_{2F} = \frac{a_w b_w m i \sigma_{FP1}}{K_{ma} Y_{FS1} \sqrt{\zeta + 1}} \quad \text{Нм}, \quad (3)$$

где m – нормальный модуль зацепления, мм;

σ_{FP1} – допускаемое напряжение изгиба для зуба шестерни, МПа;

K_{ma} – вспомогательный коэффициент;

Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений для шестерни.

Допускаемое напряжение изгиба для нереверсивных передач [6, с. 60]:

$$\sigma_{FP} = 0,4 \sigma_{F \lim b}^0 Y_N \quad \text{МПа}, \quad (4)$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ – базовый предел выносливости зубьев, МПа;

Y_N – коэффициент долговечности.

Значение $\sigma_{F \lim b}^0$ определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по [6, с. 42-51]. Для принятого выше (см. п. 5.2) ориентировочного предположения о материалах зубчатых колёс 40, 45, 40X, 40XH и др., подвергнутых закалке при объёмном нагреве (твёрдость сердцевины зуба 18...350 НВ), [6, с. 47]:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 HB \quad \text{МПа}.$$

При твёрдости сердцевины зуба и его поверхности 45...55HRC_Э (для сталей 40X, 40XH):

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 460...580 \quad \text{МПа}.$$

При закалке ТВЧ (стали 40XH, 35XM), в случае, если закалённый слой распространяется на всё сечение зуба и часть тела колеса под основанием зуба и впадины (45...55HRC_Э) [6, с. 50]:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 460...580 \quad \text{МПа}.$$

Для углеродистых и легированных сталей, закалённых ТВЧ, если закалённый слой обрывается на переходной поверхности или вблизи её:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 190 \quad \text{МПа}.$$

Величину Y_N при выполнении этих расчётов можно принять равной единице.

Для реверсивных передач σ_{FP} уменьшается на 25%.

Вспомогательный коэффициент K_{ma} для прямозубых передач [6, с. 59] равен 1400; для косозубых при $\varepsilon_\beta \leq 1$, он равен 1100; для косозубых ($\varepsilon_\beta > 1$) и шевронных K_{ma} равен 850 (ε_β - осевой коэффициент перекрытия).

Коэффициент Y_{FS} находится в зависимости от числа зубьев (для косозубых – по числам зубьев эквивалентных зубчатых колёс $Z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$) и коэффициента смещения инструмента x при нарезании зубьев [6, с. 38] или приближённо по формуле [6, с. 31]:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_v} - \frac{29,7x}{Z_v} + 0,092x^2.$$

При $x=0$ и $Z_v = 17 \dots 30$ $Y_{FS} = 4,25 \dots 3,80$; для $Z_v = 30 \dots 40$ $Y_{FS} = 3,80 \dots 3,70$ и при $Z_v = 40 \dots \infty$ $Y_{FS} = 3,70 \dots 3,60$.

При $x \neq 0$ Y_{FS} см. в указанном выше источнике, а также в [4, с. 276].

Определив T_{2F} , находим момент на шестерне:

$$T_{1F} = \frac{T_{2F}}{i\eta},$$

где η - КПД зубчатой пары; ориентировочно для закрытых зубчатых передач при жидкостной смазке $\eta \approx 0,95$.

Часто нагрузочная способность по изгибной прочности может ограничиваться прочностью зубьев не шестерни, а колеса. Поэтому необходимо дополнительно найти T_{2F} по прочности зубьев колеса. Для этого выражение (3) вместо допускаемого напряжения σ_{FPI} и коэффициента Y_{FSI} для зуба шестерни следует подставить упомянутые величины для колеса, т.е. σ_{FPI} и Y_{FSI} .

5.3 Ориентировочно величину момента, передаваемого выходным валом по условию прочности на кручение при пульсирующей нагрузке, можно определить по зависимости:

$$T_2 = \left(0,2d^3 - \frac{b't}{2d} \right) \times 2\tau_{-1} \times \varepsilon_\tau \times \beta_\tau \times 10^{-3} \Big/ \left[K_\tau \times \left[\tau_{-1} \right] \right] \quad \text{Нм, (5)}$$

где d – диаметр конца выходного вала, мм;

b' и t – ширина и глубина шпоночного паза, мм;

τ_{-1} – предел выносливости материала вала (стандартного образца при симметричном цикле изменения напряжения при кручении), Н/мм²;

ε_τ - коэффициент, учитывающий масштабный фактор при кручении;

β_τ - коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности (качество поверхности);

K_τ - эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений (обусловленных, например, шпоночным пазом);

$[n_d]$ – запас прочности по касательным напряжениям.

Диаметр конца выходного вала, ширина и глубина шпоночного паза определяются измерением.

В качестве материала вала следует принять сталь 45 нормализованную (что всего вероятнее) или сталь 40Х, 40ХН.

Для закалённых сталей [7, с. 120] $\tau_l = 230 \dots 250$ МПа. Величина $\varepsilon_\tau = 0,87 \dots 0,78$ при диаметрах от 50 до 40 мм и $\varepsilon_\tau = 0,7 \dots 0,58$ при диаметрах от 50 до 100 мм [7, с. 138], а коэффициент $\beta_\tau = 0,9$ (при чистовом точении). Коэффициент концентрации напряжений, вызванной шпоночным пазом, можно принять [7, с. 138, 139] $K_\tau \approx 1,88$, а $[n_d] = 1,5$.

5.4 Момент, передаваемый выходным валом по условию прочности шпонки на смятие:

$$T_2 = 0,5t \left(-b' \right) \times d \times \left[\sigma_{см} \right] \times 10^{-3} \quad \text{Нм}, \quad (6)$$

где l – длина шпоночного паза, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для шпонки, Н/мм².

В редукторостроении [7, с. 86] для шпонок из стали 45 принимают $[\sigma_{см}] \approx 60$ Н/мм² при непрерывном использовании редуктора и $[\sigma_{см}] \approx 150$ Н/мм² при среднем режиме использования редуктора.

5.5 Используя сведения из Приложения Е, находят доверительные интервалы определяемой величины, степень их достоверности.

6 СОСТАВЛЕНИЕ ОТЧЕТА

Отчет составляется по форме, которая приведена в приложении В. Правила оформления и порядок защиты отчета по лабораторной работе приведены также в приложении В.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное)

ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении практической части работы следует соблюдать предельную осторожность, чтобы не нанести себе и окружающим травмы. Например, при снятии крышки редуктора, извлечения валов с колесами и подшипниками из корпуса редуктора необходимо надежно взяться за свободные участки крышки и вала так, чтобы эта деталь (узел) не выскользнула из рук во время подъема. При опускании детали (узла) их необходимо надежно уложить так, чтобы они не могли покатиться по столу. Обязательно под редуктор и извлекаемые детали (узлы) следует подкладывать специальную подставку.

Для большей безопасности перед подъемом крышки корпуса редуктора, валов надо осмотреть их, насухо протереть те участки, за которые предстоит браться руками; перед подъемом следует также предупредить стоящих рядом наблюдателей об опасности.

При осмотре деталей редуктора (при снятой его крышке) не следует ощупывать детали, особенно зубчатые колеса вблизи зацепления, так как стоящий рядом может не заметить и повернуть в это время вал редуктора, тогда пальцы могут быть травмированы.

Необходимо всегда помнить, что на деталях, особенно бывших в употреблении, могут быть острые кромки и заусеницы, о которые легко пораниться, поэтому брать в руки такие детали надо с предосторожностями, лучше воспользоваться рукавицами или тряпкой.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (справочное)

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ

Основу цилиндрического зубчатого редуктора составляет зубчатая цилиндрическая передача, состоящая из шестерни и зубчатого колеса. Ведущим звеном является шестерня, ведомым – зубчатое колесо. Как правило, диаметр шестерни меньше диаметра колеса.

Зубчатое зацепление может быть прямозубым (угол наклона зубьев к образующей цилиндра колеса 0°), косозубым (угол наклона больше 0°) и шевронным (передача как бы состоит из двух пар косозубых колес, но направление наклона зубьев у каждой пары противоположное). Наибольшей нагрузочной способностью обладают косозубые и шевронные передачи.

Зубчатые колеса изготавливают из углеродистых (сталь 20, сталь 45 и др.) и легированных сталей (сталь 40Х, сталь 18ХГТ и др.). В качестве термообработки применяют нормализацию, улучшение (твердость менее 350 НВ) или закалку (объемную, поверхностную; твердость более 350 НВ).

Высокую работоспособность имеют колеса из цементуемых сталей (сталь 20; сталь 18ХГТ и др.) с последующей закалкой.

В качестве опор валов зубчатых редукторов применяют радиальные, радиально-упорные подшипники качения. Применение тех или иных подшипников зависит от типа передачи: прямозубая, косозубая, шевронная. В косозубом зацеплении возникает осевая сила, поэтому целесообразно использование в качестве опор радиально-упорных подшипников. В прямозубом и шевронном зацеплении осевая сила отсутствует, поэтому в качестве опор валов можно использовать радиальные подшипники. Внутренние кольца подшипников на вал ставят с небольшим натягом или по одной из переходных посадок для исключения проворота кольца относительно вала, развальцовки его шейки и контактной коррозии. Наружные кольца – по посадке с зазором (обычно), что необходимо для обеспечения монтажа, регулировки зазоров в подшипнике. Регулировку зазоров в подшипниках осуществляют регулировочными винтами, вворачиваемыми в крышки подшипниковых узлов или набором металлических прокладок в случае использования фланцевых крышек.

Основной вид смазки зубчатого зацепления редукторов – картерная окунанием. При таком способе смазки предусматривают отверстие для залива масла в верхней части корпуса редуктора, закрываемое пробкой, или смотровое окно с крышкой. Уровень масла назначают таким, чтобы зубья колеса были полностью погружены в масло, для чего используют маслоуказатели различных типов. Для слива масла из редуктора в нижней части корпуса предусматривается отверстие и устанавливается пробка. Применяют также циркуляционный способ смазки зацепления, при этом масло насосом подается непосредственно в зону зацепления.

При работе редуктора внутри его корпуса возможно повышение давления. С целью выравнивания давления внутри корпуса редуктора с атмосферным необходима отдушина (отверстие), которая выполняется в пробке заливного отверстия либо в крышке смотрового окна.

Смазка подшипников может осуществляться совместно со смазкой зацепления (разбрызгиванием масла), либо отдельно - жидкой или пластичной смазкой. В последнем случае, с целью предотвращения вымывания пластичной смазки из подшипников, на валу возле подшипников устанавливаются мазеудерживающие кольца или маслоотражающие шайбы. При циркуляционном способе смазки зацепления масло насосом подается и к подшипникам.

Для устранения утечки масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках подшипников устанавливаются уплотнения: контактные (манжетные, фетровые) или бесконтактные (щелевые, лабиринтные).

Корпус редуктора изготавливают из легких алюминиевых сплавов, чугуна или стального литья. Для захвата и транспортировки редуктора с наружной части корпуса предусматривают рым-болты, проушины, крюки.

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

**ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ, СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ПОРЯДОК
ЗАЩИТЫ РАБОТЫ**

1 Отчет о лабораторной работе составляется либо каждой бригадой, с указанием фамилий членов бригады, их подписями (каждый член бригады должен принимать участие в составлении и оформлении всех разделов отчета), либо индивидуально каждым студентом. Предпочтительнее и удобнее для получения зачета (защиты) составление индивидуального отчета каждым студентом.

2 После выполнения работы каждая бригада должна подписать у преподавателя (или лаборанта) результаты эксперимента. Без такой подписи отчет к защите не принимается.

3 Отчет пишется чернилами (чернильной пастой) аккуратно, четким разборчивым почерком, необходимые расчеты выполняются с соблюдением правил их оформления (см. ГОСТ 2.105-95, ГОСТ 2.106-68 Единой системы конструкторской документации, а также [3]).

4 Чертежи, схемы, эскизы и эюры выполняются карандашом с соблюдением общепринятых правил их выполнения с использованием линейки, циркуля и лекал.

5 Отчет должен иметь аккуратный вид. Небрежно написанный, неаккуратно оформленный отчет к защите не принимается и составляется заново (или исправляется).

6 По представленному отчету производится опрос каждого студента (защита отчета) с целью установления степени усвоения студентом материала работы и приобретения необходимых навыков.

7 Отчет считается защищенным только при удовлетворительных ответах каждого из членов данной бригады.

8 Защищенный отчет подписывается и принимается преподавателем, а выполнение данной работы засчитывается каждому члену бригады (все члены получают зачет по работе).

9 Студенты, не сдавшие отчета по предыдущей работе в случае неуважительной причины, не допускаются к проведению следующей.

10 Студенты, пропустившие лабораторные занятия, выполняют соответствующие работы в дополнительное время в соответствии с расписанием работы лаборатории.

11 В результате последовательной защиты отчетов по всем запланированным лабораторным работам студент получает общий зачет по этим работам и допускается к сдаче экзамена по курсу.

12 Студенты, не получившие общего зачета по лабораторным работам курса, к сдаче экзамена по этому курсу не допускаются.

Форма титульного листа

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования

«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет - Механико-машиностроительный

Специальность - технология машиностроения

Кафедра - механики и инженерной графики

Лабораторная работа № __

**РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ЗУБЧАТЫЙ.
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ
СПОСОБНОСТИ И ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ**

Исполнитель (подпись) **И.О. Фамилия**

Руководитель
(должность, ученая степень, звание) (подпись) **И.О. Фамилия**
(дата)

Юрга - 200_

ОТЧЕТ ДОЛЖЕН СОДЕРЖАТЬ:

Первая страница – титульный лист (приложение В). Вторая и последующие страницы содержат:

- цель работы;
- используемое оборудование и инструменты;

- ответы на вопросы раздела 4;
- таблицу основных параметров передач редуктора (приложение Г);
- ориентировочное определение нагрузочной способности редуктора (раздел 5);
- нахождение доверительных интервалов определяемой величины, степени их достоверности (см. приложение Е), краткие пояснения;
- эскизное изображение общего вида редуктора с установочными, габаритными, присоединительными размерами;
- выводы по работе.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

ТАБЛИЦА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ

Таблица 1

№ п/ п	Параметры	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
		Обозн.	Знач.	Обозн.	Знач.
1	2	3	4	5	6
ИЗМЕРЯЕМЫЕ					
1.	Измеренное межосевое расстояние ступени, мм	$a_{\omega 1}$		$a_{\omega 2}$	
2.	Стандартное межосевое расстояние ступени, мм	$a_{\omega 1cm}$		$a_{\omega 2cm}$	
3.	Межосевое расстояние редуктора, мм	$a_{\omega} =$			
4.	Число зубьев шестерни	z_1		z_3	
5.	Число зубьев колеса	z_2		z_4	
6.	Тип передачи				
7.	Направление линии зуба шестерни				
8.	Направление линии зуба колеса				
9.	Ширина зубчатого венца шестерни, мм	b_1		b_3	
10.	Ширина зубчатого венца колеса, мм	b_2		b_4	
11.	Рабочая ширина зубчатого венца ступени, мм	b_{w1}		b_{w2}	
12.	Вид зацепления				

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
13.	Длина общей нормали к профилю зубьев при числе зубьев Z_n	W_n		W_n	
14.	Длина общей нормали к профилю зубьев при числе зубьев Z_{n+1}	W_{n+1}		W_{n+1}	
ВЫЧИСЛЯЕМЫЕ					
1.	Передаточное число ступени	u_1		u_2	
2.	Общее передаточное число редуктора	$u =$			
3.	Нормальный модуль зацепления, мм	m_{n1}		m_{n2}	
4.	Стандартный нормальный модуль зацепления, мм	m_{n1cm}		m_{n2cm}	
5.	Угол наклона линии зуба, °	β_1		β_2	
6.	Толщина зуба по дуге основной окружности в нормальном сечении	S_{bn1}		S_{bn2}	
7.	Коэффициент смещения для шестерни	x_1		x_3	
8.	Коэффициент смещения для колеса	x_2		x_4	
9.	Диаметр начальной окружности шестерни, мм	d_{w1}		d_{w3}	
10.	Коэффициент рабочей ширины зубчатого венца шестерни относительно ее диаметра	Ψ_{bd1}		Ψ_{bd2}	
11.	Коэффициент рабочей ширины зубчатого венца шестерни относительно межосевого расстояния	Ψ_{ba1}		Ψ_{ba2}	
12.	Делительное межосевое расстояние	a_1		a_2	
13.	Коэффициент воспринимаемого смещения	y_1		y_2	
14.	Делительный диаметр шестерни, мм	d_1		d_3	
15.	Делительный диаметр колеса, мм	d_2		d_4	
16.	Диаметр выступов зубчатого венца шестерни, мм	d_{a1}		d_{a3}	
17.	Диаметр впадин зубчатого венца шестерни, мм	d_{f1}		d_{f3}	

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
18.	Диаметр выступов зубчатого венца колеса, мм	d_{a2}		d_{a4}	
19.	Диаметр впадин зубчатого венца колеса, мм	d_{f2}		d_{f4}	
20.	Угол зацепления, °	α_{tw1}		α_{tw2}	

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(справочное)

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Таблица 2

№ п/п	Величина	Обозначение	Расчетная формула
1	2	3	4
1	Передаточное число ступени	$u_1; u_2$	$u = \frac{z_2}{z_1}$
2	Передаточное число редуктора	u	$u = u_1 u_2$
3	Модуль зацепления	m_n	$m_n = \frac{p_n}{\pi}$
4	Толщина зуба по дуге основной окружности в нормальном сечении	S_{bn}	$S_{bn} = Z_n W_n - (Z_n - 1) W_{n+1}$
5	Коэффициент смещения исходного контура	x	$x = \frac{S_{bn}}{2m_n \sin \alpha} - \frac{\pi}{4 \operatorname{tg} \alpha} - \frac{Z}{2 \cos \beta} +$ $+ \frac{Z \cdot \operatorname{arctg} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}$
6	Диаметр начальной окружности шестерни	d_w	$d_w = \frac{2a_w}{u + 1}$

* При вычислении функции arctg значение угла принять в радианах. Все остальные величины углов в градусах.

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
7	Коэффициент рабочей ширины зубчатого венца шестерни относительно ее диаметра	Ψ_{bd}	$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1(3)}}$
8	Коэффициент рабочей ширины зубчатого венца шестерни относительно межосевого расстояния	Ψ_{ba}	$\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$
13	Делительное межосевое расстояние	a	$a = 0,5 d_1 + d_2$
9	Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = -(a_w - a) / m_n$
10	Делительный диаметр зубчатого венца	d	$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$
11	Диаметр выступов зубчатого венца	d_a	$d_a = d + 2m_n(1 + x - y)$
12	Диаметр впадин зубчатого венца	d_f	$d_f = d - 2m_n(1,25 - x)$
14	Угол зацепления	α_{tw}	$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha_t}{a_w}\right), \text{ где}$ $\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)$

Измеренное межосевое расстояние округляют до стандартного ближайшего значения (ГОСТ 2185-81):

40; 50; 63; 71; 80;90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200;224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Нормальный модуль определяется через нормальный основной шаг зубьев p_{bn} , который связан с нормальным шагом по делительной окружности соотношением:

$$p_n = \pi \cdot m_n = \frac{p_{bn}}{\cos \alpha},$$

где α – угол профиля исходного контура (по ГОСТ 13755-81 $\alpha=20^\circ$).

Нормальный основной шаг p_{bn} может быть определен на основании известного

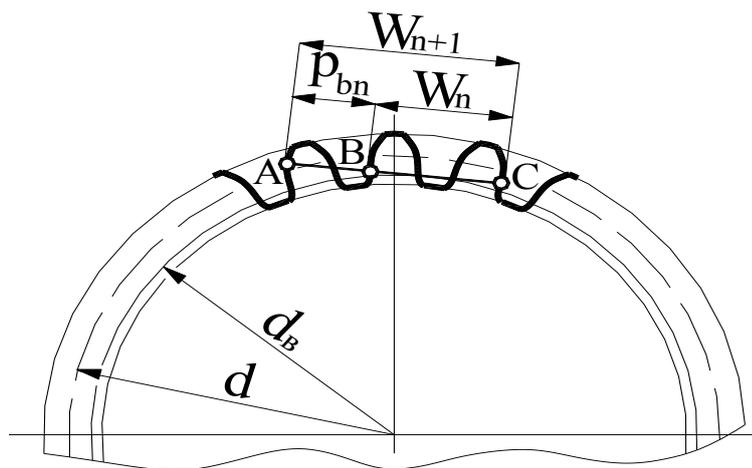


Рисунок 1

свойства эвольвенты: нормаль к эвольвенте в любой ее точке является касательной к основной окружности диаметром $d_в$. Поэтому, если

охватить штангенциркулем некоторое число зубьев z_n (рисунок 1) и измерить расстояние W_n (длину общей нормали к профилю зубьев), а затем, охватив на один зуб

больше, определить расстояние W_{n+1} , то нормальный основной шаг может быть определен как разность длин общей нормали с z_{n+1} и z_n зубьями:

$$p_{bn} = W_{n+1} - W_n.$$

Таким образом, нормальный модуль определяется:

$$m_n = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha}.$$

Значения чисел зубьев z_n , которое необходимо охватить штангенциркулем при измерении p_{bn} , находятся в зависимости от числа зубьев на колесе и могут быть определены по следующей таблице:

Таблица 3

z	9-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
z_n	2	3	4	5	6	7	8	9

Полученное значение модуля округляется до стандартного ближайшего значения (ГОСТ 9563-81), которым установлены следующие значения модулей, мм:

0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,75; 4; 4,25; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 36; 39; 40 далее через 5 мм до 100.

В дальнейших расчетах используют стандартные величины указанных параметров.

Диаметры и межосевые расстояния вычисляются с точностью до тысячных долей миллиметра, углы – до секунд, тригонометрические функции – до пяти знаков после запятой.

Используя сведения, приведённые в Приложении Е, следует определить доверительные интервалы параметров зацепления, указать степень достоверности.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е
(справочное)

**СПРАВОЧНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ И
МАТЕМАТИЧЕСКОЙ СТАТИСТИКИ**

1 Порядок обработки результатов эксперимента

Физические эксперименты могут производиться с разной целью: обнаружение самого факта существования некоторого физического явления (качественный эксперимент), установление закона распределения некоторой физической величины, получение значения какой-то физической величины и т.д.

Метод обработки результатов эксперимента в различных случаях, хотя он всегда основывается на общих положениях теории погрешностей, имеет свои характерные особенности. Рассмотрим порядок обработки результатов опытов при косвенных физических измерениях, являющихся наиболее типичными для экспериментальных исследований.

Предположим, что задачей эксперимента является определение значения некоторой физической величины y , связанной с измеряемыми величинами $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$ соотношением

$$y = \varphi(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k), \quad (\text{ПГ} - 1)$$

где функция φ предполагается известной, включая и значения различных постоянных (физических и математических констант), входящих в её выражение. Каждый из аргументов $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$ измеряется различными методами, причем измерение может быть однократным или многократным, в зависимости от точности метода измерения и характера измеряемой величины.

Задача опыта состоит в получении значения величины y с наибольшей точностью (нахождение наилучшей оценки \bar{y}) и определении точности найденной оценки.

Обычный порядок получения оценки \bar{y} заключается в том, что сначала вычисляют оценки $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_k$ аргументов функции φ , а затем находят оценку \bar{y} . Для большей части встречающихся практически случаев она находится по зависимости

$$\bar{y} \approx \varphi(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_k) \quad . \quad (\text{ПГ} - 2.)$$

Следовательно, первым этапом обработки результатов косвенных измерений является получение оценок величин $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$, измеряемых прямыми методами, и нахождение оценки величины y по зависимости (ПГ - 2).

Второй этап обработки состоит в нахождении оценки точности \bar{y} . Этот этап необходим по трем причинам:

- а) без него нельзя оценить надежность полученного результата;

- б) без него нельзя сопоставить полученный результат с результатами других экспериментаторов (или тем же экспериментатором, но другими методами);
- в) при определении точности оценки \bar{y} удается проследить сравнительное влияние погрешностей различных аргументов функции φ на окончательный результат и выяснить, измерение каких аргументов требует уточнения, поскольку они оказывают наибольшее влияние на погрешности функции.

При использовании зависимости (ПГ-2) для получения оценки \bar{y} оценка её дисперсии производится по зависимости

$$\overline{\sigma_y^2} \approx \sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right)^2 \cdot \overline{\sigma_{x_i}^2} . \quad (\text{ПГ} - 3)$$

Для применения этой зависимости прежде всего необходимо определить оценки дисперсий значений \bar{x}_i , получаемых путем прямых измерений. Определение этих оценок требует анализа использованных методов измерения и характера появляющихся при этом погрешностей.

2 Типичные случаи прямых измерений

2.1 Для определения величины x_i производится серия равноточных измерений, причем величина разброса получаемых значений x_{ij} превосходит величину, соответствующую последнему учитываемому при измерении десятичному знаку.

Этот случай наиболее часто встречается при физических измерениях, причем разброс результатов измерений обычно вызывается как неточностью самого измерения (ошибка отсчета вследствие параллакса, непостоянство усилия на контактирующих элементах штангенциркуля, микрометра при измерениях линейных размеров и т.д.), так и непостоянством измеряемой величины (непостоянство диаметра стержня круглого сечения, непостоянство удельного сопротивления различных образцов проволоки, изготовленной из испытываемого материала и т.п.). Оценка \bar{x}_i и $\overline{\sigma_{x_i}^2}$ в этом случае производится по общим формулам математической статистики для случая, когда неизвестны ни математическое ожидание, ни дисперсия генеральной совокупности, т.е. по выражениям

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n_i} \cdot \sum_{j=1}^{n_i} x_{ij} , \quad (\text{ПГ} - 4)$$

$$\overline{\sigma_{x_i}^2} = \frac{1}{n_i} \cdot \frac{1}{n_i - 1} \cdot \sum_{j=1}^{n_i} (x_{ij} - \bar{x}_i)^2 , \quad (\text{ПГ} - 5)$$

где n_i - число замеров (результатов измерений) величины x_i ;

x_{ij} - величины значений, полученных при измерении величины x_i ;

\bar{x}_i - оценка математического ожидания величины x_i ;

$\overline{\sigma_{\bar{x}_i}^2}$ - оценка дисперсии оценки математического ожидания

величины x_i .

2.2 Измерение величины x_i производится один раз прибором, точность которого известна. Если точность прибора задана средней квадратической ошибкой его отсчета σ_i , то в том случае, когда погрешностью округления отсчета до целого числа делений шкалы можно пренебречь (или она уже включена в значение σ_i)

$$\sigma_{\bar{x}_i} = \sigma_{x_i} = \sigma_i, \quad (\text{ПГ} - 6)$$

а в том случае, когда погрешностью округления нельзя пренебречь

$$\sigma_{\bar{x}_i}^2 = \sigma_{x_i}^2 = \sigma_i^2 + \frac{1}{12} \cdot \Delta^2, \quad (\text{ПГ} - 7)$$

где Δ - шаг округления (шаг округления равен целой единице, до которой производят округление отсчета).

К сожалению, при указании точности приборов пока сравнительно редко указывают значение дисперсии его погрешности. Обычно приводят "Максимальную погрешность" h или "Класс точности" прибора. В этих случаях величина σ_i не определяется однозначно, и для её нахождения необходимо сделать добавочные допущения.

Обычно принимают, что величина h соответствует интервалу 3σ , т.е. полагают

$$\sigma_i = \frac{1}{3} \cdot h. \quad (\text{ПГ} - 8)$$

Здесь и других местах σ - среднеквадратическое отклонение, равное корню квадратному из дисперсии величины, характеризующей рассеивание результатов измерений относительно центра распределения случайной величины или среднеарифметического значения, являющегося оценкой математического ожидания случайной величины.

Еще менее точно понятие "класс точности прибора". Обычно под классом точности понимают "максимальную относительную ошибку", однако возможны и другие определения. В первом случае определение σ_i может быть произведено по зависимости (ПГ - 8), где значение величины h принимается пропорциональным полученному отсчету. Нечеткость понятия "класс точности прибора" (и изменение точности ряда приборов со временем) делает весьма желательным предварительный анализ погрешностей используемого прибора путем сравнения его показаний с показаниями более точных приборов или проведения серии измерений эталонов.

2.3 Погрешность измерения связана в основном с округлением отсчета. Подобная погрешность имеет место тогда, когда измерения производятся прибором с весьма грубыми делениями (например, при измерении линейных

размеров деталей линейкой с ценой деления в 1 см, при взвешивании на грубых весах или с использованием крупных разновесов и т.д.). В этом случае повторение измерений лишено смысла, поскольку каждый раз мы будем получать одинаковый результат. Погрешность полученного результата можно считать подчиняющейся закону равномерного распределения. Дисперсия погрешности измерения в данном случае равна

$$\sigma_{\bar{x}_i}^2 = \sigma_{x_i}^2 = \frac{1}{12} \cdot \Delta^2 \quad . \quad (\text{ПГ} - 9)$$

3 Определение доверительного интервала при косвенных измерениях физических величин

В практике физических измерений в подавляющем большинстве можно считать, что определяемая величина \bar{y} подчиняется нормальному закону, поскольку величины \bar{x}_i , закон распределения которых отличен от нормального, как правило, не играют доминирующей роли. Поэтому, задавшись соответствующей доверительной вероятностью, величину доверительного интервала можно определить, используя таблицы функции Лапласа. Обычно задаются доверительной вероятностью 0,95, соответствующей интервалу погрешности $\pm 2\sigma$ или 0,9973, соответствующей интервалу $\pm 3\sigma$. В первом случае результат измерения величины y может быть записан в виде $(\bar{y} \pm 2 \cdot \sigma_{\bar{y}})$ с вероятностью $\alpha = 0,95$; а во втором случае - в виде $(\bar{y} \pm 3 \cdot \sigma_{\bar{y}})$ с вероятностью $\alpha = 0,9973$. Указание доверительных вероятностей обязательно, так как без них границы доверительного интервала измеренной величины смысла не имеют.

При вычислении оценки дисперсии $\overline{\sigma_{\bar{y}}^2}$ по выражению (ПГ -3) следует обращать внимание на сравнительную величину слагаемых, входящих в это выражение. Те слагаемые, которые имеют наибольшее значение в этой сумме, соответствуют аргументам x_i функции φ , погрешности, в которых играют основную роль при определении величины y . Следовательно, значения $\overline{\sigma_{\bar{x}_i}^2}$ для названных слагаемых необходимо вычислять с наибольшей возможной точностью, а существенного снижения погрешности y можно достигнуть только путем повышения точности определения соответствующих аргументов x_i .

Повышение точности оценки до определенного уровня может быть достигнуто за счет увеличения числа равнозначных измерений n_i величины x_i , однако число измерений n_i нет смысла выбирать слишком большим, так как при правильно поставленных опытах систематические погрешности малы по сравнению со случайными погрешностями одного измерения и при сравнительно небольшом числе измерений зависимость (ПГ - 5) дает достаточно точное значение для дисперсии среднего результата. В учебной

практике лабораторных исследований обычно достаточно пяти - шести измерений одной величины.

В некоторых случаях косвенные измерения одной и той же величины $y = \varphi(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k)$ производятся при различных значениях аргументов $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$. Получаемые при этом оценки измеряемой величины имеют различную точность, и, следовательно, для определения окончательной оценки необходимо произвести усреднение этих результатов с учетом весовых коэффициентов, учитывающих их точность. Пусть, например, на основании l серии измерений величин $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$ по формуле (ПГ - 2) получены оценки \bar{y}_v ($v = 1, 2, \dots, l$) значения величины y . Вычислив, по выражению (ПГ - 5) соответствующие этим оценкам дисперсии $\bar{\sigma}_{\bar{y}_v}^2$, для оценки величины \bar{y} используют выражение

$$\bar{y} = \left(\sum_{v=1}^l \frac{1}{\bar{\sigma}_{\bar{y}_v}^2} \cdot \bar{y}_v \right) / \left(\sum_{v=1}^l \frac{1}{\bar{\sigma}_{\bar{y}_v}^2} \right), \quad (\text{ПГ} - 10)$$

а в качестве дисперсии оценки \bar{y} величину

$$\bar{\sigma}_{\bar{y}}^2 = 1 / \sum_{v=1}^l \frac{1}{\bar{\sigma}_{\bar{y}_v}^2}. \quad (\text{ПГ} - 11)$$

Приведенный справочный материал позволяет провести статическую обработку результатов экспериментов. При необходимости следует обратиться к литературе по теории вероятностей и математической статистике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей ВУЗов. - М.: Высшая школа, 1998. - 336 с.
2. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. –Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1984. –400 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1991.-655 с.
4. Кудрявцев В.Н. Детали машин. –Л.: Машиностроение, 1980. –464 с.
5. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. - М.: Высшая школа, 1975. - 335 с.
6. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления: Расчёт на прочность. ГОСТ 21354-87. – М.: Издательство стандартов, 1988.–128 с.
7. Биргер И.А., Шорг Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 762с.
8. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович и др. - М.: Машиностроение, 1979. - 351 с.
9. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 3-х т. - М.: Машиностроение, 1977.
10. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей ВУЗов. - М.: Машиностроение, 1989. - 656 с.
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. - М.: Высшая школа, 1991. - 432 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Методика выполнения работы	4
2 Изучение конструкции редукторов по литературе	4
3 Габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора	5
4 Изучение натуральных конструкций редукторов	5
5 Ориентировочное определение нагрузочной способности редуктора	7
6 Составление отчета	11
Приложения	
А Правила безопасности	12
Б Общие сведения о зубчатых цилиндрических редукторах	12
В Правила оформления, содержание отчета и порядок защиты работы	14
Г Таблица основных параметров передач	16
Д Методика определения основных параметров и размеров элементов зубчатых цилиндрических зацеплений	18
Е Справочные сведения из теории вероятностей и математической статистики	21
Список литературы	26

РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ЗУБЧАТЫЙ.
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ
СПОСОБНОСТИ И ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ПЕРЕДАЧ

Методические указания по выполнению лабораторной работы по курсу
"Детали машин и основы конструирования"

Составители: Алексей Викентьевич Мурин
 Александр Викторович Коперчук
 Наталья Александровна Логвинова

Подписано к печати

Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Плоская печать. Усл. - печ.л. . Уч.- изд.л.

Тираж 25 экз. Заказ . Цена свободная.

ИПЛ ЮТИ ТПУ. Лицензия ПЛД № 44-55 от 4.12.97.

Ризограф ЮТИ ТПУ. 652050, Юрга, ул. Московская, 17