Л.А. Савин
О.В. Соломин

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН В СИСТЕМЕ *EXCEL*

ГТУ УРЕЛ
университет

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И АВТОМАТИЗАЦИИ
ПРОИЗВОДСТВА

Л.А. Савин, О.В. Соломин

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН В СИСТЕМЕ *EXCEL*

Рекомендовано Ученым советом ОрелГТУ в качестве
учебного пособия

Орел 2002

УДК 621.83/.85.001.24–52
ББК 34.445
С13

Рецензенты:

Зав. кафедрой «Прикладная механика» Орловского государственного технического университета д.т.н., профессор *Л.С. Ушаков*
Зав. кафедрой «Теоретическая механика и мехатроника» Курского государственного технического университета д.т.н., профессор *С.Ф. Яцун*

Савин Л.А., Соломин О.В.,
Расчет элементов машин в системе *EXCEL*: Учебное пособие. – Орел: ОрелГТУ, 2002. – 128 с.

В данном пособии рассмотрены возможности применения конструкторских и технологических систем автоматизированного проектирования.

Пособие предназначено для студентов инженерных специальностей и работников конструкторско-технологических отделов.

УДК 621.83/.85.001.24–52
ББК 34.445

© ОрелГТУ, 2002
© Савин Л.А., Соломин О.В., 2002

Содержание

Введение 4

1 Расчет потребной мощности двигателя 5

2 Зубчатые передачи 13
2.1 Теоретические сведения 13
2.2 Расчет прямозубых цилиндрических зубчатых колес 16
2.3 Расчет косозубых цилиндрических зубчатых колес 28
2.4 Расчет конических зубчатых колес 43

3 Ременные передачи 58
3.1 Теоретические сведения 58
3.2 Расчет плоскоременных передач 59
3.3 Расчет клиноременных передач 67
3.4 Расчет поликлиновых передач 76

4 Червячные передачи 83

5 Цепные передачи 93

6 Передачи винт-гайка 102

7 Предварительный расчет валов и реакций опор 107

8 Расчет подшипников качения 109

9 Выбор муфт 115

10 Шпоночные соединения 118

11 Сварные соединения 120

12 Заклепочные соединения 122

13 Картотека заданий 124

Литература 126

ВВЕДЕНИЕ

Прогресс в развитии машиностроения неразрывно связан с повышением уровня квалификации инженерных кадров. В первую очередь это относится к освоению современных методов расчёта узлов и деталей машин.

Сложность конструкций разрабатываемых изделий и необходимость снижения временных и финансовых затрат при проектировании и подготовке производства, а также высокий уровень развития средств вычислительной техники, предопределили широкое распространение систем автоматизированного проектирования в конструкторской и расчётной практике.

Помимо неоспоримых преимуществ, которыми обладают также широко известные системы автоматизированного проектирования и расчёта как AutoCAD, КОМПАС, APM Win Machine и другие – все они , как правило, лишают пользователя возможности изучить и оценить заложенные в них методы расчёта. Особенно явно этот недостаток проявляется при обучении студентов основам выполнения машиностроительных расчётов.

В этом смысле система автоматизированного расчёта элементов машин, разработанная на базе широко известного табличного процессора EXCEL, выгодно отличается своей простотой и наглядностью. Эта система позволяет студенту самостоятельно ознакомиться с идеологией и проследить всю последовательность выполнения расчётов.

В настоящем учебном пособии подробно изложена методика выполнения расчётов различных элементов машин: расчёт механических передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных); кинематический расчёт привода и выбор электродвигателя; расчёт разъёмных и неразъёмных соединений; расчёт валов и выбор подшипников. Кроме этого, пособие снабжено картотекой заданий к каждому виду расчётов.

Всё это делает полезным применение данного пособия при выполнении расчётно-графических работ, курсовых и дипломных проектов. Пособие может использоваться при изучении курсов «Детали машин», «Основы проектирования машин», «Техническая механика», «Прикладная механика» и другие, студентами машиностроительных, технологических и приборостроительных специальностей.

1 Расчет потребной мощности двигателя

Типовые электромеханические приводы в общем случае включают в себя (рис. 1.1): ведущий элемент исполнительного органа 5 (барабан, тяговая звездочка, шнек и т. д.); муфты 4, ременную и/или цепную передачи 2; редуктор 3; электродвигатель 1.

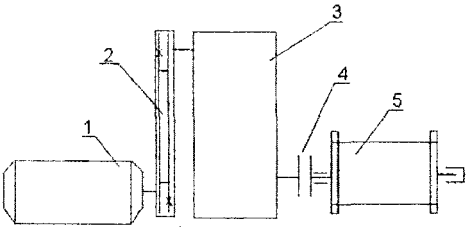


Рис.1.1. Кинематическая схема механизма

В отдельных случаях в кинематических схемах могут присутствовать открытые зубчатые передачи, тормозные и предохранительные устройства, мультипликаторы и т. д.

Кинематический расчет привода включает в себя следующие этапы: выбор электродвигателя на основании максимальной и/или среднеквадратичной мощности; оптимальное распределение общего передаточного отношения между передачами и по ступеням редуктора; определение частот вращения, мощностей и крутящих моментов на валах.

Для определения необходимой мощности двигателя загружаем файл **dm1privd.xls** и переходим на лист «КПД», в котором рассчитывается общий КПД привода.

Исходные данные для расчета (рис. 1.2):

- В ячейке **C4** производится выбор передачи «двигатель-редуктор», и в соответствии с данным выбором в ячейки **D4, E4, F4** автоматически заносятся значения $КПД_{max}$, $КПД_{min}$, $КПД_{выбранный}$ соответственно.
- В ячейке **C5** производится выбор редуктора, и согласно этому выбору в ячейки **D5, E5, F5** автоматически заносятся значения $КПД_{max}$, $КПД_{min}$, $КПД_{выбранный}$ соответственно.

- В ячейке **C6** производится выбор передачи «редуктор – рабочий орган» и в ячейки **D6, E6, F6** автоматически заносятся значения $КПД_{max}$, $КПД_{min}$, $КПД_{выбранный}$ соответственно.

- Выбранное значение КПД передачи «двигатель-редуктор» η_1. Численное значение заносится в ячейку **F4**.

- Выбранное значение КПД редуктора η_2. Численное значение заносится в ячейку **F5**.

- Выбранное значение КПД передачи «редуктор-рабочий орган» η_3. Численное значение заносится в ячейку **F6**.

- Коэффициент потери на трение в опорах 1 вала редуктора η_4. Численное значение заносим в ячейку **C9**.

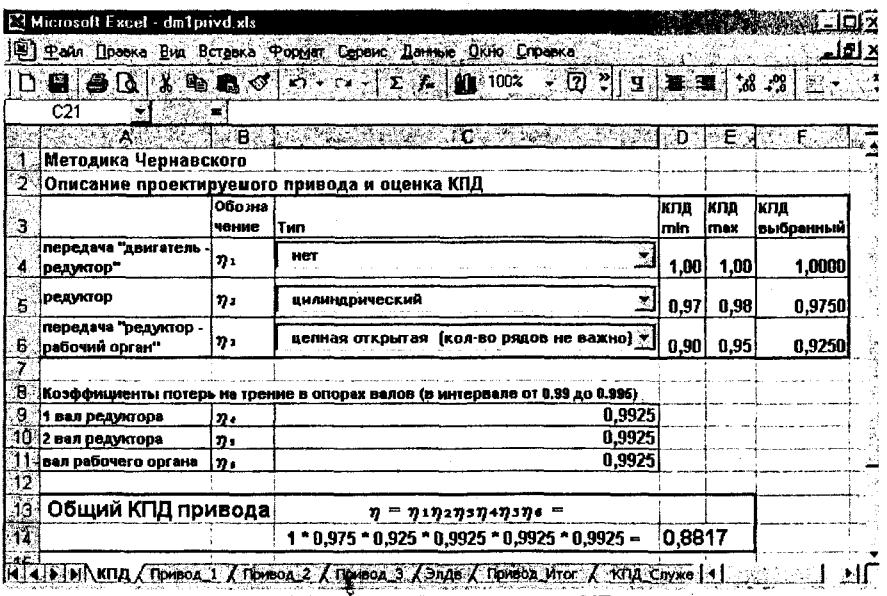
- Коэффициент потери на трение в опорах 2 вала редуктора η_5. Численное значение заносим в ячейку **C10**.

- коэффициент потери на трение в опорах вала рабочего органа η_6. Численное значение заносим в ячейку **C11**.

Формула для расчета КПД привода имеет следующий вид:

$$\eta = \eta_1\eta_2\eta_3\eta_4\eta_5\eta_6 .$$

Значение общего КПД привода рассчитывается в ячейке **D14** автоматически в соответствии с исходными данными.



Microsoft Excel - dm1privd.xls

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Окно Справка

C21 =

	A	B	C	D	E	F
1	Методика Чернавского					
2	Описание проектируемого привода и оценка КПД					
3		Обозначение	Тип	КПД min	КПД max	КПД выбранный
4	передача "двигатель - редуктор"	η_1	нет	1,00	1,00	1,0000
5	редуктор	η_2	цилиндрический	0,97	0,98	0,9750
6	передача "редуктор - рабочий орган"	η_3	цепная открытая (кол-во рядов не важно)	0,90	0,95	0,9250
7						
8	Коэффициенты потерь на трение в опорах валов (в интервале от 0.99 до 0.995)					
9	1 вал редуктора	η_4	0,9925			
10	2 вал редуктора	η_5	0,9925			
11	вал рабочего органа	η_6	0,9925			
12						
13	Общий КПД привода		$\eta = \eta_1\eta_2\eta_3\eta_4\eta_5\eta_6 =$			
14			1 * 0,975 * 0,925 * 0,9925 * 0,9925 * 0,9925 =	0,8817		

КПД / Привод_1 / Привод_2 / Привод_3 / ЭлДв / Привод_Итог / КПД_Служе

Рис.1.2. Вид рабочего листа «КПД»

После расчета КПД привода переходим на лист «Привод_1» (рис. 1.3).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Требуемая мощность на валу рабочего органа P, Вт.
- Частота вращения вала рабочего органа n_p, об/мин.

Исходные данные для расчета:

- Вращающий момент на валу рабочего органа T_p, Н м. Численное значение заносим в ячейку **B5**.
- Угловая скорость вала рабочего органа ω_p, рад/с. Численное значение заносим в ячейку **B6**.

Формула для расчета требуемой мощности на валу рабочего органа имеет вид:

$$P = T_p \omega_p .$$

Значение требуемой мощности на валу рабочего органа рассчитывается в ячейке **C10** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета частоты вращения вала рабочего органа имеет следующий вид:

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi} .$$

Значения частоты вращения вала рабочего органа рассчитываются автоматически в ячейке **C14** согласно исходным данным.

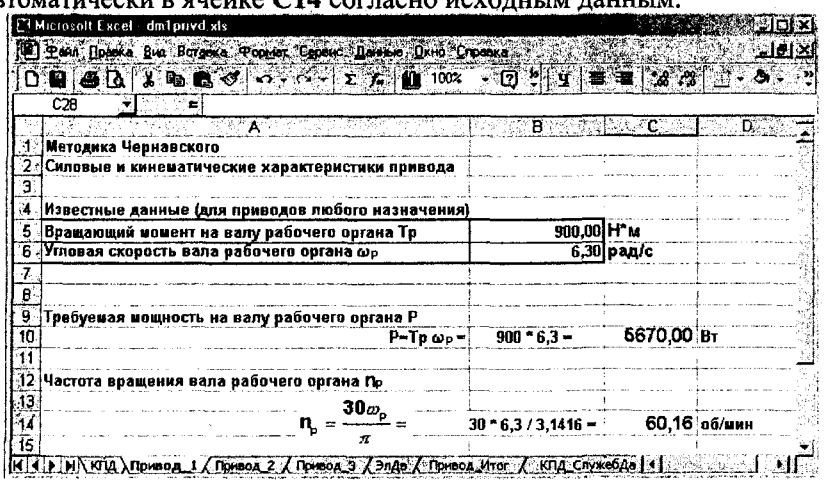


Рис.1.3. Вид рабочего листа «Привод_1»

Далее переходим на лист «Привод_2» (рис. 1.4).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Угловая скорость вала рабочего органа ω_p, рад/с.
- Требуемая мощность на валу рабочего органа P, Вт.

Исходные данные для расчета:

- Вращающий момент на валу рабочего органа T_p, Н м. Численное значение заносим в ячейку **B5**.
- Частота вращения вала рабочего органа n_p, об/мин. Численное значение заносим в ячейку **B6**.

Формула для расчета угловой скорости вала рабочего органа имеет следующий вид:

$$\omega_p = \frac{n_p \pi}{30}.$$

Значение угловой скорости вала рабочего органа рассчитывается автоматически в ячейке **C11** по исходным данным.

Формула для расчета требуемой мощности на валу рабочего органа имеет вид:

$$P = T_p \omega_p.$$

Значения требуемой мощности на валу рабочего органа рассчитываются автоматически в ячейке **C15** по заданным параметрам.

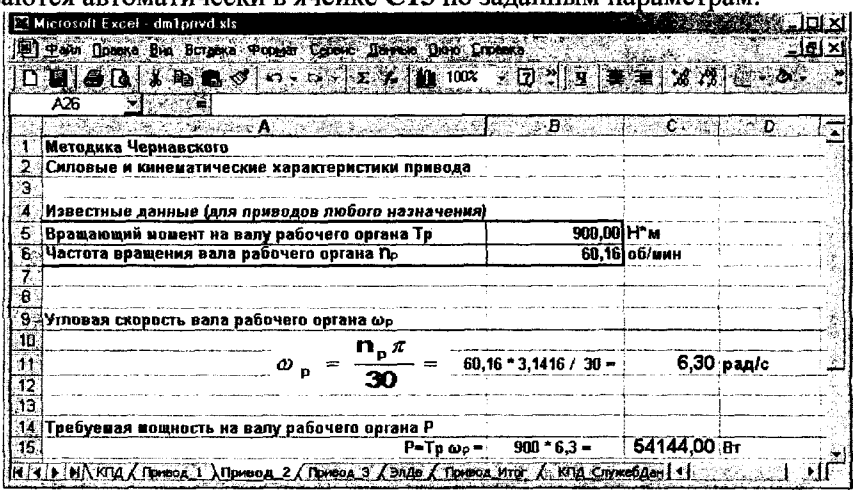


Рис.1.4. Вид рабочего листа «Привод_2»

После завершения расчета на листе «Привод_2» переходим на лист «Привод_3» (рис. 1.5).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Требуемая мощность на валу рабочего органа P, Вт.
- Угловая скорость вала рабочего органа ω_p, рад/с.
- Частота вращения вала рабочего органа n_p, об/мин.

Исходные данные для расчета:

- Сила тяги F, Н. Численное значение заносим в ячейку **B5**.
- Скорость ленты v, в м/с. Численное значение заносим в ячейку **B6**.
- Диаметр барабана вала рабочего органа D, в мм. Его численное значение заносим в ячейку **B7**.

Формула для расчета требуемой мощности на валу рабочего органа имеет вид:

$$P = Fv.$$

Значение требуемой мощности на валу рабочего органа рассчитывается в ячейке **C10** автоматически согласно исходным данным.

Формула для расчета угловой скорости вала рабочего органа имеет следующий вид:

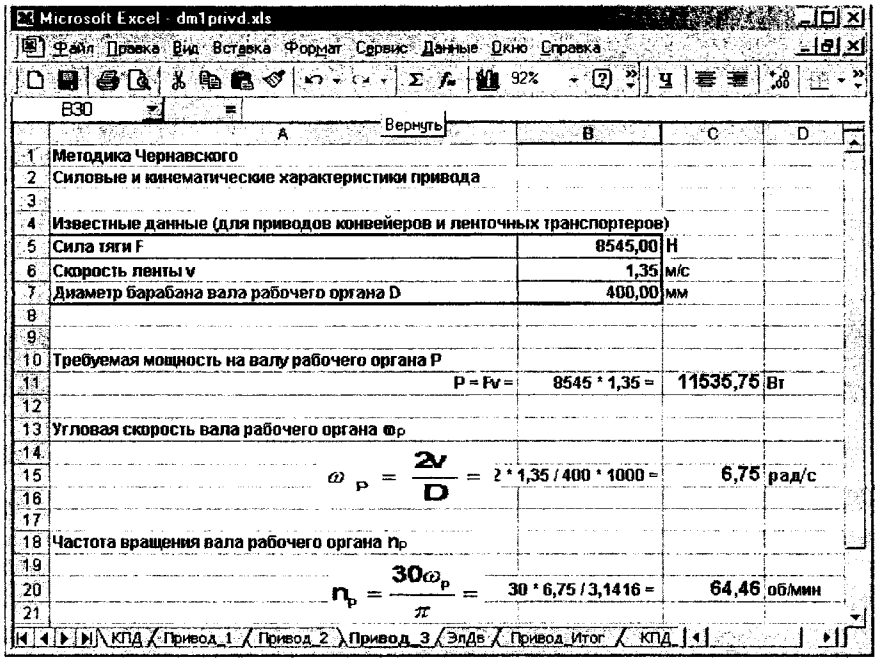
$$\omega_p = \frac{2v}{D}.$$

Значение угловой скорости вала рабочего органа рассчитывается в ячейке **C15** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета частоты вращения вала рабочего органа имеет следующий вид:

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi}.$$

Значения частоты вращения вала рабочего органа рассчитываются автоматически в ячейке **C20** в соответствии с исходными данными.



Microsoft Excel - dm1privd.xls

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Окно Справка

B30 =

Вернуть

	A	B	C	D
1	Методика Чернавского			
2	Силовые и кинематические характеристики привода			
3				
4	Известные данные (для приводов конвейеров и ленточных транспортеров)			
5	Сила тяги F	8545,00	Н	
6	Скорость ленты v	1,35	м/с	
7	Диаметр барабана вала рабочего органа D	400,00	мм	
8				
9				
10	Требуемая мощность на валу рабочего органа P			
11	P = Fv =	8545 * 1,35 =	11535,75	Вт
12				
13	Угловая скорость вала рабочего органа ωр			
14				
15	$\omega_p = \frac{2v}{D} =$	2 * 1,35 / 400 * 1000 =	6,75	рад/с
16				
17				
18	Частота вращения вала рабочего органа nр			
19				
20	$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi} =$	30 * 6,75 / 3,1416 =	64,46	об/мин
21				

КПД / Привод_1 / Привод_2 / Привод_3 / ЭлДв / Привод_Итог / КПД

Рис.1.5. Вид рабочего листа «Привод_3»

Переходим на лист «ЭлДв» (рис. 1.6).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Требуемая мощность электродвигателя $P_{тр}$, Вт.

Исходные данные для расчета:

- Расчетная требуемая мощность на валу рабочего органа P, Вт. Численное значение заносится в ячейку **H4** автоматически.
- Расчетный КПД привода η. Численное значение заносится в ячейку **H5** автоматически.

Формула для расчета требуемой мощности электродвигателя имеет следующий вид:

$$P_{тр} = P / \eta .$$

Значение требуемой мощности электродвигателя рассчитывается в ячейке **E8** автоматически в соответствии с исходными данными.

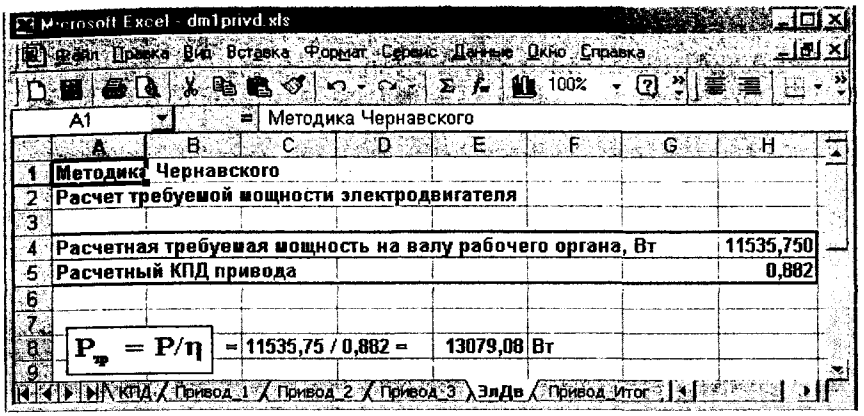


Рис.1.6. Вид рабочего листа «ЭлДв»

Если в техническом задании определён переменный режим нагружения, тогда целесообразно определить среднеквадратичную потребную мощность:

$$N_{ср.кв.} = \sqrt{\frac{\sum(N_1^2 \cdot t_1 + N_2^2 \cdot t_2 + ... + N_n^2 \cdot t_n)}{t_1 + t_2 + ... + t_n}}.$$

Электродвигатель выбираем по таблице 1 согласно условию:

$$N_{ср.кв.} < N_{ДВ} <> N_{\max}.$$

Для определения рациональной частоты вращения двигателя необходимо использовать значение среднего передаточного отношения привода.

Таблица 1.1

Параметры электродвигателей

№№ двигателя	Тип электродвигателя	Мощность двигателя $P_{дв}$, кВт	Частота вращения $n_{дв}$, мин$^{-1}$	$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	Масса двигателя, кг
1	2	3	4	5	6	7
1	4А71А2У3	0,75	2840	2	2,2	15,1
2	4А71В2У3	1,1	2910	2	2,2	15,1
3	4А80А2У3	1,5	2850	2,1	2,6	17,4

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7
4	4А80В2У3	2,2	2850	2,1	2,6	20,4
5	4А90L2У3	3,0	2840	2,1	2,5	28,7
6	4А100S2У3	4,0	2880	2	2,5	36
7	4А100L2У3	5,5	2880	2	2,5	42
8	4А112М2У3	7,5	2900	2	2,8	56
9	4А132М2У3	11,0	2900	1,7	2,8	77
10	4А160S2У3	15,0	2940	1,4	2,2	130
11	4А71В4У3	0,75	1390	2	2,2	15,1
12	4А90А4У3	1,1	1420	2	2,2	17,4
13	4А90В4У3	1,5	1415	2	2,2	20,4
14	4А90L4У3	2,2	1425	2	2,4	28,7
15	4А100S4У3	3,0	1435	2	2,4	36
16	4А100L4У3	4,0	1430	2	2,4	42
17	4А112М4У3	5,5	1445	2	2,2	56
18	4А132S4У3	7,5	1455	2,2	3	77
19	4А132М4У3	11,0	1460	2,2	3	93
20	4А160S4У3	15,0	1465	1,4	2,3	135
21	4А80А6У3	0,75	915	2	2,2	17,5
22	4А80В6У3	1,1	920	2	2,2	20,4
23	4А906У3	1,5	935	2	2,2	28,7
24	4А1006У3	2,2	950	2	2,2	42
25	4А112МА6У3	3,0	955	2	2,5	56
26	4А112МВ6У3	4,0	960	2	2,5	56
27	4А132S6У3	5,5	965	2	2,5	77
28	4А132М6У3	7,5	970	2	2,5	93
29	4А160S6У3	11,0	975	1,2	2	130
30	4А160М6У3	15,0	975	1,2	2	145
31	4А90LА8У3	0,75	700	1,6	1,9	28,7
32	4А90LВ8У3	1,1	700	1,6	1,9	28,7
33	4А100L8У3	1,5	700	1,6	1,9	42
34	4А112LА8У3	2,2	700	1,9	2,2	56
35	4А112МВ8У3	3,0	700	1,9	2,2	56
36	4А132S8У3	4,0	720	1,9	2,6	77
37	4А132М8У3	5,5	720	1,9	2,6	93
38	4А160S8У3	7,5	730	1,4	2,2	135
39	4А160М8У3	11,0	730	1,4	2,2	160
40	4А180М8У3	15,0	730	1,2	2	175

2 Зубчатые передачи

2.1 Теоретические сведения

Расчет на прочность основных видов зубчатых передач стандартизован. При передаче крутящего момента в зацеплении действуют следующие силы: $F_t=2T_1/d_{W1}\approx 2T_1/d_1$; $F_r=F_t tg\alpha_W$; $F_a=F_t tg\beta$; $F_n=F_t/\cos\alpha_W$; $F_{тр}=F_n f$, под действием которых зуб находится в сложном напряженном состоянии. Определяющее влияние на работоспособность зубчатых колёс оказывают контактные $\sigma_н$ и изгибные σ_F напряжения. В основу расчета зубчатых передач на контактную усталость положены известные формулы Герца для линейного и точечного контакта.

$$\sigma_н = 0{,}418 \cdot \sqrt{qE_{пр} / \rho_{пр}} \le [\sigma_н];$$

$$\sigma_н = 0{,}388 \cdot \sqrt[3]{F_n E_{пр}^2 / \rho_{пр}^2} \le [\sigma_н^*],$$

где $q=F_н K_н/b_W=2T_1K_н/d_{W1}b_W\cos\alpha_W$.

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{W1}\sin\alpha_W} \pm \frac{2}{d_{W2}\sin\alpha_W}; E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}; U = \frac{d_{W2}}{d_{W1}} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Проверочный расчет зубчатых передач выполняется по следующим зависимостям:

- прямозубых цилиндрических

$$\sigma_н = 1{,}18\sqrt{\frac{T_1 E_{пр} K_н}{d_{W_1}^2 b_W \sin 2\alpha_W} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \le [\sigma_н];$$

- косозубых цилиндрических

$$\sigma_н = 1{,}18 \cdot Z_{н\beta}\sqrt{\frac{T_1 E_{пр} K_н}{d_{W_1}^2 b_W \sin 2\alpha_W} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \le [\sigma_н];$$

• прямозубых конических

$$\sigma_н = 1{,}18\sqrt{\frac{T_1 E_{пр} K_н}{d_{W_1}^2 b_W \sin 2\alpha_W} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \le [\sigma_н]$$

где $Z_{н\beta} = \sqrt{K_{н_\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям;

$\vartheta_н$=0,85 – опытный коэффициент снижения прочности конических зубчатых передач в сравнении с цилиндрическими.

Для выполнения проектного расчета зубчатых передач перечисленные уравнения (неравенства) решаются относительно диаметров или межосевых расстояний:

• для прямозубых цилиндрических

$$d_1 = 1{,}35\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_1 K_{н\beta}}{[\sigma_н]^2 \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)};$$

$$a = 0{,}85(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{н\beta}}{[\sigma_н]^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

• для косозубых цилиндрических

$$d_1 \approx 1{,}2\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_1 K_{н\beta}}{[\sigma_н]^2 \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)};$$

$$a \approx 0{,}75(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{н\beta}}{[\sigma_н]^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

• для прямозубых конических

$$d_{e2} = 1{,}7\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 u K_{н\beta}}{\vartheta_н [\sigma_н]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}.$$

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба осуществляется по следующим формулам: проверочный расчет $\sigma_F = Y_F Z_{F\beta} F_t K_F / (b_w m_n) \le [\sigma_F]$, где Y_F – коэффициент формы зуба, K_F – коэффициент расчетной нагрузки по изгибным напряжениям, $Z_{F\beta}=K_{F\alpha}Y_\beta/\varepsilon_\alpha$ - коэффициент повышения прочности косозубых (конических) колёс по напряжению изгиба (для прямозубых цилиндрических колёс не используется).

Стандартные межосевые расстояния a_w:
1й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, …
2й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450, …

Расчетные значения a_w для нестандартных редукторов округляют по ряду R_a40: …80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150 и т. д. до 260, далее через 20 до 420.

Стандартные номинальные передаточные отношения u:
1й ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8.
2й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 7,1; 9,0; 11,2.
(допускаемые отклонения ±4%)

Стандартные значения модуля m:
1й ряд – 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.
2й ряд – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 9; 11; 14; 18; 22.

Стандартные значения коэффициента ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = b/a_w$:
0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Коэффициент ширины зубчатого колеса относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u\pm1).$$

Коэффициент концентрации нагрузки по контактным напряжениям $K_{H\beta} = f(\psi_{bd}$ и схемы передачи) = 1…1,5; средневероятные значения $K_{H\beta}$ находятся в диапазоне 1,05…1,15.

2.2 Расчет прямозубых цилиндрических зубчатых колес

Для расчета параметров зубчатых колёс цилиндрического прямозубого редуктора загружаем файл **dm1pr.xls** и переходим на лист «МежосРасст» (рис 2.1).

Лист «МежосРасст».

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Межосевое расстояние a_w, мм.

Исходные данные для расчета:

- Допускаемое контактное напряжение [σн], МПа, заносим в ячейку **I5**.

- Принятое передаточное отношение u. Численное значение заносим в ячейку **I6**.

- Вращающий момент на валу шестерни T_1, кН·мм. Численное значение записываем в ячейку **I7**.

- Вращающий момент на валу колеса T_2, кН·мм. Значение заносим в ячейку **I8**.

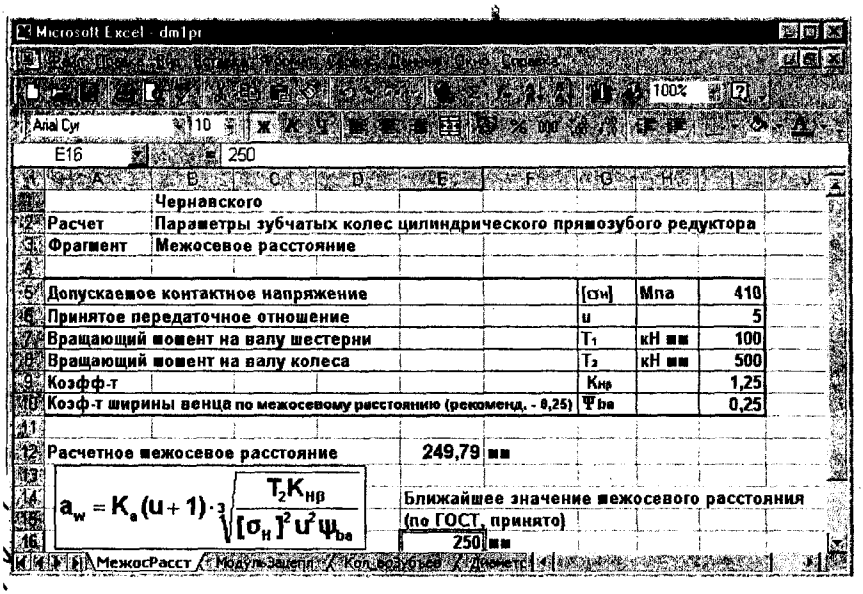
- Коэффициент $K_{н\beta}$. Значение его заносим в ячейку **I9**.

- Коэффициент ширины венца ψ_{ba} по межосевому расстоянию рекомендуется взять равным 0,25. Его величина заносится в ячейку **I10**.

Формула для расчета межосевого расстояния выглядит следующим образом:

$$a_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{н\beta}}{[\sigma_н]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Значение межосевого расстояния вычисляется автоматически по исходным данным. Результат её выполнения находится в ячейке **E12**. Ближайшее значение стандартного межосевого расстояния, мм, заносим в ячейку **E16**, именно оно будет участвовать в дальнейших расчетах.



Microsoft Excel - dm1pr

E16 | 250

	Чернавского				
Расчет	Параметры зубчатых колес цилиндрического прямозубого редуктора				
Фрагмент	Межосевое расстояние				
Допускаемое контактное напряжение			[σн]	Мпа	410
Принятое передаточное отношение			u		5
Вращающий момент на валу шестерни			T_1	кН мм	100
Вращающий момент на валу колеса			T_2	кН мм	500
Коэфф-т			$K_{H\beta}$		1,25
Коэфф-т ширины венца по межосевому расстоянию (рекоменд. - 0,25)			Ψ_{ba}		0,25
Расчетное межосевое расстояние		249,79	мм		
$a_w = K_a(u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$		Ближайшее значение межосевого расстояния (по ГОСТ, принято)			
		250	мм		

МежосРасст / МодульЗацепл / Кол.возубьев / Диаметр

Рис. 2.1. Пример рабочего листа «МежосРасст»

После расчета межосевого расстояния переходим на лист «МодульЗацепл» (рис. 2.2).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Допустимое минимальное значение окружного модуля m, мм.
- Допустимое максимальное значение окружного модуля m, мм.

Исходным данным для расчета является среднее значение окружного модуля, принимаемое по ГОСТу (заносим в ячейку **G8**).

Для расчета окружного модуля используется следующая формула:

$$m_t = (0{,}01..0{,}02)a_W .$$

Допустимое минимальное значение окружного модуля вычисляется в ячейке **G6**, а допустимое максимальное значение окружного модуля в ячейке **G7** автоматически в соответствии с предыдущими расчетами.

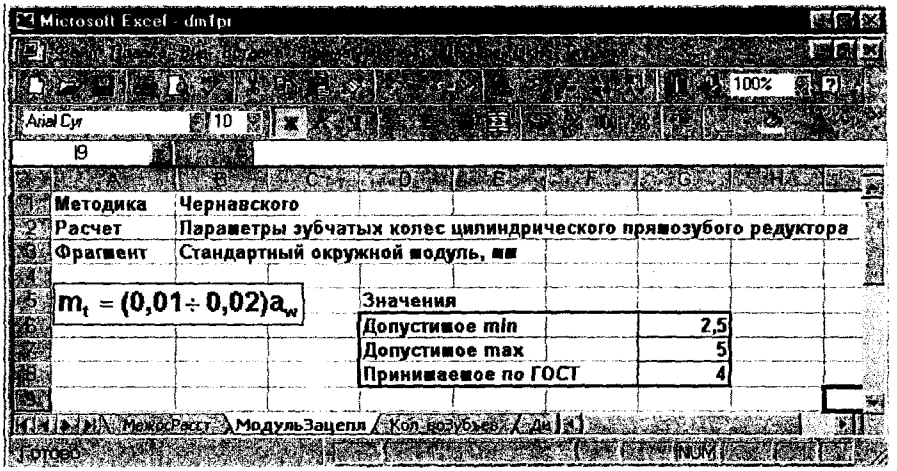


Рис. 2.2. Пример рабочего листа «МодульЗацепл»

Рассчитав окружной модуль, переходим на рабочий лист «Кол_воЗубьев» (рис. 2.3).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Суммарное количество зубьев z_Σ.
- Количества зубьев шестерни и колеса Z_1 и Z_2 соответственно.
- Уточнённое передаточное отношение.
- Отклонение от заданного передаточного отношения в процентах.

Исходные данные для расчетов на этом листе не вводятся, а берутся из предыдущих листов автоматически.

Суммарное количество зубьев вычисляется по формуле:

$$z_\Sigma = 2a_W / m_t .$$

Численное значение компьютер записывает в ячейку **E9**.

Формула расчета количества зубьев шестерни имеет вид:

$$z_1 = z_\Sigma /(u+1) .$$

Численное значение количества зубьев шестерни вычисляется автоматически в ячейке **C14** по исходным данным. Стандартные значе-

ния количества зубьев шестерни z_1 записываем в ячейку **C15** и будем использовать в дальнейших расчетах.

Для расчета количества зубьев колеса применяем формулу:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

Численное значение вычисляется автоматически в ячейке **G14** в соответствии с предыдущими расчетами. Стандартные значения количества зубьев колеса z_2 заносим в ячейку **G15** для использования в дальнейших расчетах.

В ячейке **B18** находится уточнённое передаточное отношение, которое вычисляется компьютером по формуле:

$$u = z_2 / z_1.$$

Отклонения от заданного передаточного отношения в процентах вычисляется автоматически в ячейке **F18** в по результатам предыдущих вычислений.

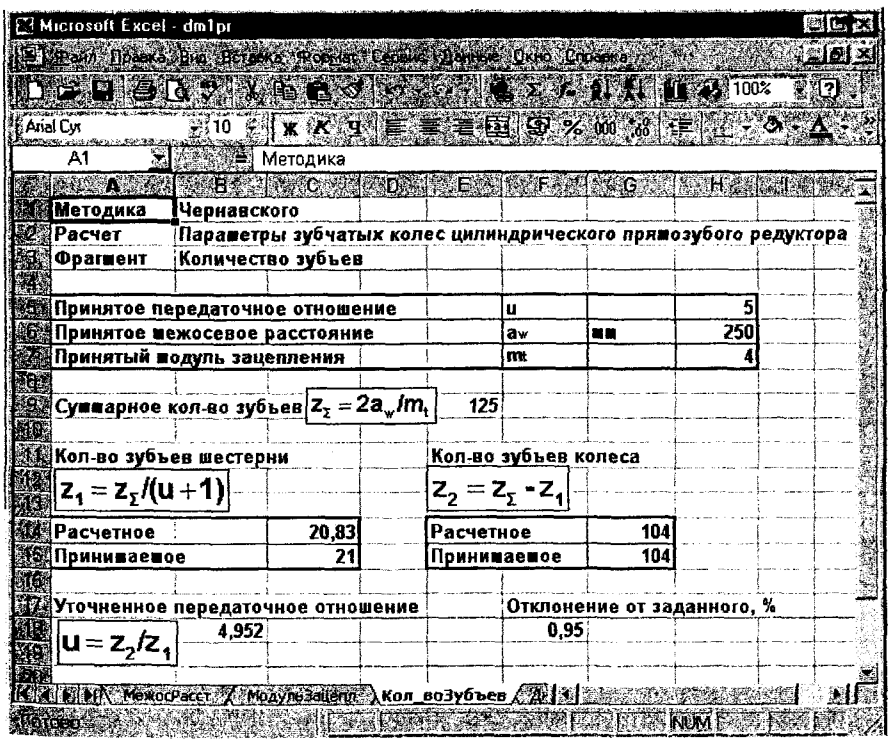


Рис. 2.3. Вид рабочего листа «Кол_воЗубьев».

Для расчета диаметров шестеренок переходим на рабочий лист «Диаметры» (рис 2.4).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Делительный диаметр шестерни d_1, мм, и колеса d_2, мм.
- Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса d_1 и d_2, мм.
- Межосевое расстояние a_w, мм.

Исходные данные на этом листе не заносим. Все вычисления проводятся по данным, полученным из других листов.

Формула для расчёта делительных диаметров шестерни и колеса выглядит следующим образом:

$$d = m_t \cdot z .$$

Диаметр шестерни вычисляется автоматически в ячейке **B6**, а диаметр колеса в ячейке **B9**.

Расчёт диаметров вершин зубьев шестерни и колеса производится по формуле:

$$d_a = d + 2m_t .$$

Численное значение диаметра вершин шестерни вычисляется по исходным данным автоматически в ячейке **G6** и значение диаметра вершин колеса в ячейке **G9**.

Расчет межосевого расстояния производится компьютером по формуле:

$$a_W = (d_1 + d_2)/2 .$$

Численное значение межосевого расстояния вычисляется автоматически в ячейке B12 в соответствии с результатами предыдущих расчетов.

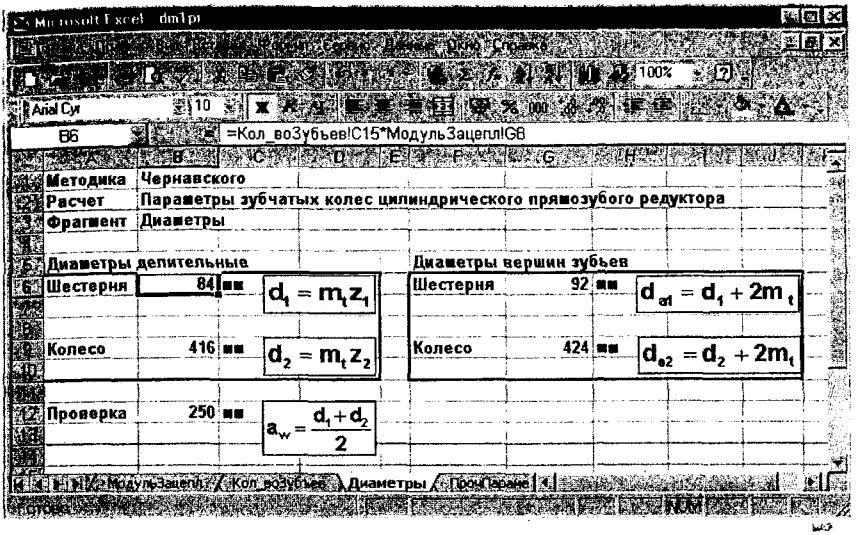


Рис. 2.4. Пример выполнения рабочего листа «Диаметры»

После расчета диаметров переходим на лист «ПрочПараметры» (рис. 2.5).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Ширина шестерни b_1, мм.
- Ширина колеса b_2, мм.
- Коэффициент ширины шестерни ψ_{ba}.
- Окружная скорость шестерни v, м/с.

Исходным данным для расчета является угловая скорость шестерни ω_1, рад/с. Её численное значение вносим в ячейку **J10**.

Ширина колеса вычисляется по формуле:

$$b_2 = \psi_{ba} a_W .$$

Численное значение ширины колеса вычисляется автоматически в ячейке **B10** по результатам, полученным от вычислений проведённых на других листах.

Ширина шестерни вычисляется по формуле:

$$b_1 = b_2 + 5 .$$

Численное значение ширины шестерни вычисляется автоматически в ячейке **B6** по результатам предыдущих вычислений.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру вычисляется по формуле:

$$\psi_{ba} = b_1 / d_1 .$$

Расчет численного значения производится в ячейке **G7** автоматически в соответствии с предыдущими вычислениями.

Расчет окружной скорости шестерни производится по формуле:

$$v = \omega_1 d_1 / 2 .$$

Численное значение окружной скорости шестерни вычисляется автоматически в ячейке **J12**.

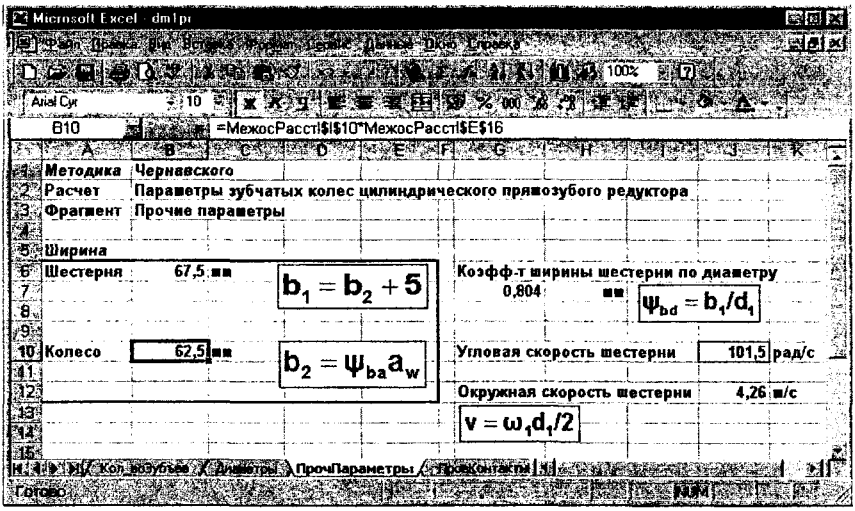


Рис. 2.5. Вид листа «ПрочПараметры»

Для проверки контактных напряжений переходим далее на рабочий лист «ПровКонтактнНапряж» (рис 2.6).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент нагрузки K_H.
- Контактное напряжение σ_H, МПа.
- Производится Проверка условия $\sigma_H \le [\sigma_H]$.

Исходные данные для расчёта:

- Коэффициент $K_{H\beta}$, численное значение которого заносим в ячейку **C5**.

- Коэффициент $K_{H\alpha}$. Численное значение заносим в ячейку **C6**.
- Коэффициент K_{HV}. Численное значение заносим в ячейку **C7**.
- Допустимое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа. Его значение заносим в ячейку **H13**.

Коэффициент нагрузки рассчитывается по формуле:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV} .$$

Значение коэффициента нагрузки вычисляется автоматически в ячейке **E9** по исходным данным.

Формула для расчёта контактного напряжения имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} .$$

Значение контактного напряжения вычисляется в ячейке **D12** автоматически в соответствии с исходными данными.

Проверка условия $\sigma_H \le [\sigma_H]$ производится автоматически в ячейке **J16** и результат выдаётся в виде ВЫПОЛНЕНО это условие или НЕ ВЫПОЛНЕНО.

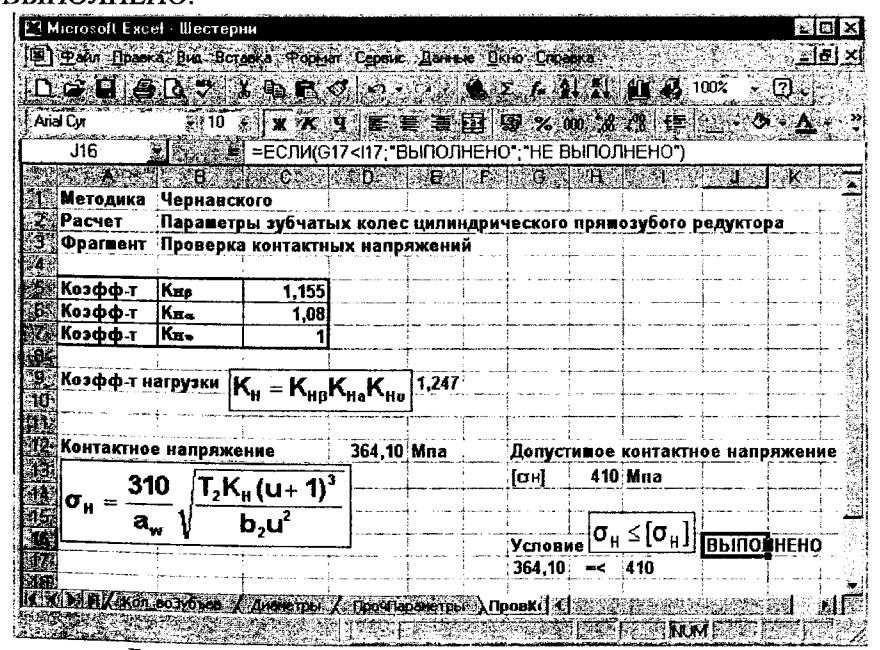


Рис. 2.6. Вид рабочего листа «ПровКонтактнНапряж»

После проверки контактных напряжений переходим на рабочий лист «СилыВЗацеплении» (рис. 2.7).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Окружная сила зацепления F_t, Н.
- Радиальная сила зацепления F_r, Н.

Исходные данные для расчетов, вводимые на данном листе:

- Принятые значения коэффициентов формы зуба, зависящие от эквивалентного числа зубьев, вводятся в ячейку **B13** для коэффициента Y_{F1} и в ячейку **B14** для Y_{F2}.
- Эквивалентное число зубьев шестерни заносится компьютером в ячейку **K7**.
- Эквивалентное число зубьев колеса заносится компьютером в ячейку **K9**.

Формула для расчёта окружной силы зацепления имеет следующий вид:

$$F_t = 2T_1 / d_1 .$$

Значение окружной силы зацепления вычисляется в ячейке **D7** автоматически в соответствии с результатами вычислений, полученными на предыдущих листах.

Формула для расчёта радиальной силы зацепления:

$$F_r = F_t \cdot tg20^\circ .$$

Значение радиальной силы зацепления в ячейке D9 вычисляется компьютером по предыдущим вычислениям.

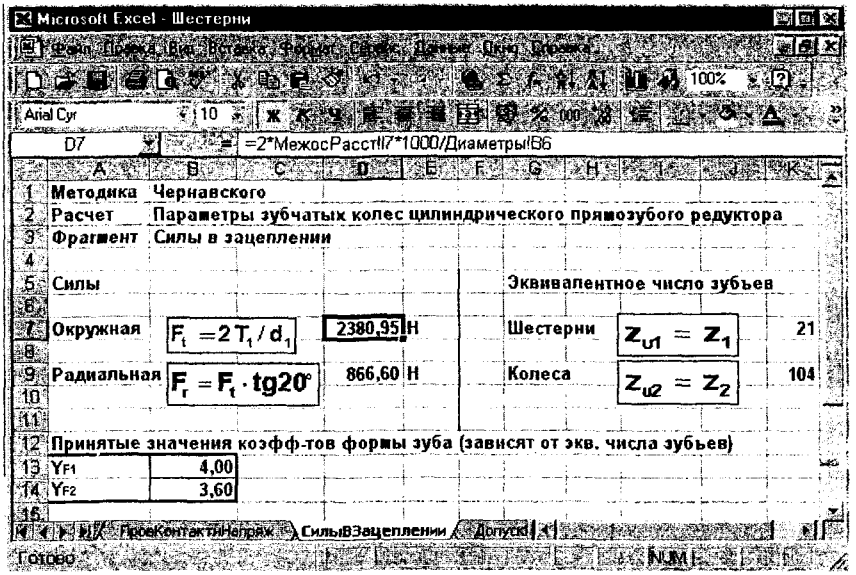


Рис. 2.7. Вид рабочего листа «Силы ВЗацеплении»

Переходим на лист с определением допускаемых напряжений изгиба, который называется «ДопускНапряжИзгиба» (рис. 2.8).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент $[S_F]$.
- Отношение предела $\sigma^{\circ}_{F\,||\,mb}$ к коэффициенту $[S_F]$, МПа.
- Отношение $[\sigma_F]$ к Y_F.
- Производится выбор дальнейшего расчета.

Исходные данные для расчёта вводятся в таблицу «Пределы выносливости, коэффициенты безопасности материалов шестерни и колеса»:

- Предел $\sigma^{\circ}_{F\,||mb}$, МПа заносим для шестерни и колеса в ячейки **C8, D8** соответственно.
- Коэффициент $[S_F]'$ заносим в ячейки **C10** и **D10** для шестерни и колеса соответственно.
- Коэффициент $[S_F]''$. Численные значения заносим в ячейки **C11, D11** соответственно для шестерни и колеса.

Формула для расчёта коэффициента $[S_F]$ имеет вид:

$$[S_F]=[S_F]'[S_F]''.$$

Численное значение коэффициента $[S_F]$ вычисляется автоматически по исходным данным в ячейках **C12, D12** соответственно для шестерни и колеса.

Вычисление отношения предела $\sigma^{\circ}_{F\|mb}$ к коэффициенту $[S_F]$ производится автоматически по формуле:

$$[\sigma_F]=\sigma^{\circ}_{F\|mb}/[S_F].$$

В ячейке **C17** содержится результат для шестерни, а в ячейке **D17** для колеса.

Отношение $[\sigma_F]/Y_F$ вычисляется автоматически в ячейке **C19** для шестерни, а для колеса в ячейке **D19**.

Для определения какой расчет производить далее, в зависимости от отношения $[\sigma_F]/Y_F$ выбирается автоматически колесо или шестерня. Результат выбора записывается компьютером в ячейку **E19** в соответствии с расчетами произведёнными ранее.

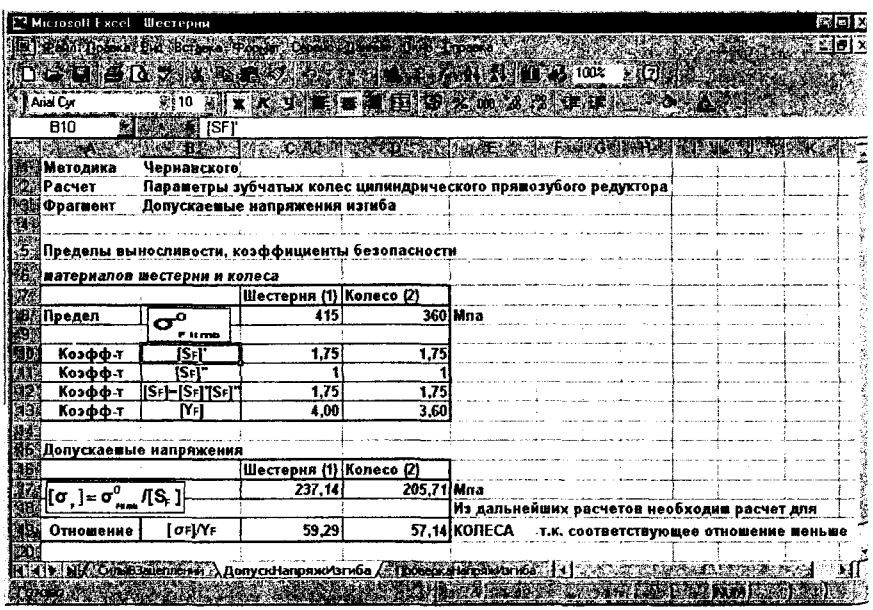


Рис. 2.8. Пример рабочего листа «ДопускНапряжИзгиба»

Для проверки напряжений изгиба переходим на рабочий лист «ПроверкаНапряжИзгиба» (рис. 2.9).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент K_F.
- Напряжение изгиба σ_F.
- Проверяется условие $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$.
- Проверяется условие $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$.

Исходными данными для расчета являются:

- Коэффициент $K_{F\beta}$ вводится в ячейку **C5**.
- Коэффициент K_{Fv}, численное значение которого заносим в ячейку **C6**.

Для расчета коэффициента K_F используется формула:

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV} .$$

Численное значение коэффициента K_F подсчитывается в ячейке **C8** по заданным параметрам.

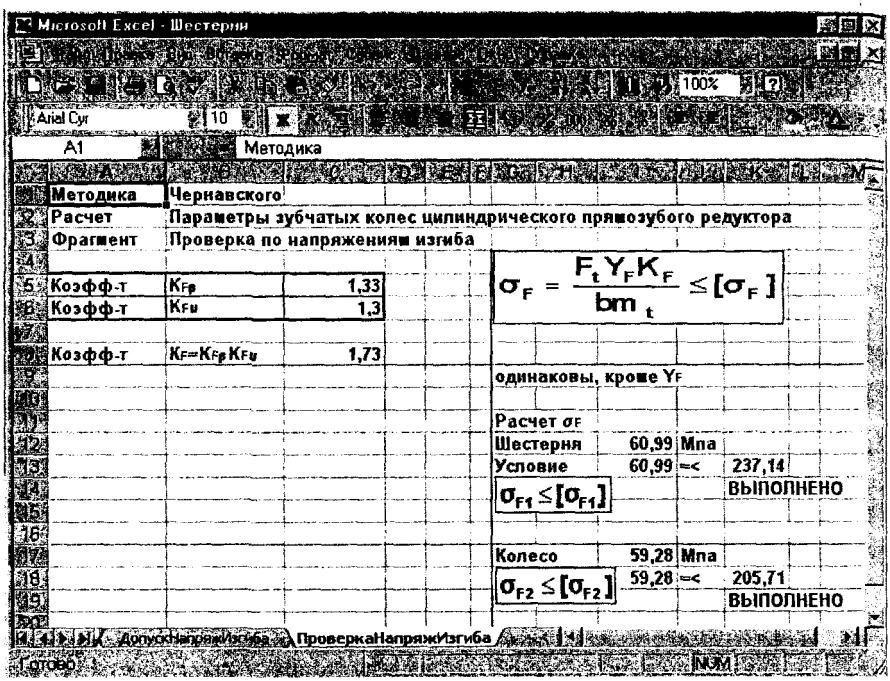
Формула для расчёта σ_F имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b m_t} .$$

Значение σ_F для шестерни вычисляется в ячейке **I12** автоматически в соответствии с результатами предыдущих вычислений. Для колеса значение σ_F рассчитывается в ячейке **I17**.

Допустимые значения σ_F для шестерни и колеса берутся автоматически из предыдущих листов для сравнения $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ и $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$.

Сравнение производится автоматически и результаты заносятся в следующие ячейки: для $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ – в ячейку **K14**, а для $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$ – в ячейку **K19**.



Методика	Чернавского		
Расчет	Параметры зубчатых колес цилиндрического прямозубого редуктора		
Фрагмент	Проверка по напряжениям изгиба		
Коэфф-т	$K_{Fβ}$	1,33	
Коэфф-т	K_{Fv}	1,3	
Коэфф-т	$K_F = K_{Fβ} K_{Fv}$	1,73	

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b m_t} \le [\sigma_F]$$

одинаковы, кроме Y_F

Расчет σ_F			
Шестерня	60,99	Мпа	
Условие	60,99	=<	237,14
$\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$			ВЫПОЛНЕНО
Колесо	59,28	Мпа	
$\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$	59,28	=<	205,71
			ВЫПОЛНЕНО

Рис. 2.9. Вид рабочего листа «ПроверкаНапряжИзгиба»

2.3 Расчет косозубых цилиндрических зубчатых колес

Для расчёта параметров зубчатых колёс цилиндрического косозубого редуктора загружаем файл **dm1kos.xls** и переходим на лист «МежосРасст» (Рис. 2.10.).

На данном листе рассчитывается межосевое расстояние зубчатых колес a_w, мм.

Исходные данные для расчета:

- Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа . Его численное значение заносим в ячейку **I5**.

- Принятое передаточное отношение u. Численное значение заносим в ячейку **I6**.

- Вращающий момент на валу шестерни T_1, кН мм. Его численное значение заносим в ячейку **I7**.

- Вращающий момент на валу колеса Т2, кН мм . Его значение заносим в ячейку **I8**.

- Коэффициент $K_{H\beta}$. Численное значение заносим в ячейку **I9** .

- Коэффициент ширины венца по межосному расстоянию ψ_{ba}. Численное значение заносим в ячейку **I10**.

Формула для расчёта межосевого расстояния имеет следующий вид:

$$a_w = K_a(u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} .$$

Значение межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **E12** автоматически в соответствии с исходными данными. Ближайшее значение межосевого расстояния, принимаемое по ГОСТ, заносим в ячейку **E16,** и именно оно будет использоваться в дальнейших расчётах.

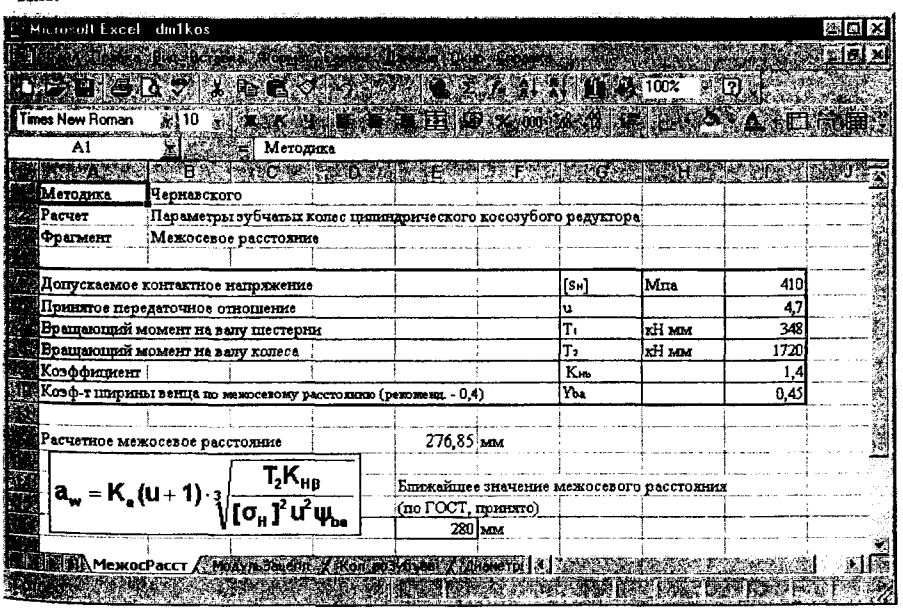


Рис. 2.10. Вид рабочего листа «МежосРасст»

После выбора межосевого расстояния переходим на лист «МодульЗацепл» (рис. 2.11).

Параметром, рассчитываемым на данном листе, является модуль зацепления зубчатых колёс m_n.

Формула для расчёта модуля зацепления имеет следующий вид:

$$m_n = (0{,}01 \div 0{,}02)a_W .$$

Допустимое минимальное значение модуля зацепления рассчитывается автоматически в ячейке **G6**. Допустимое максимальное значение модуля зацепления рассчитывается автоматически в ячейке **G7**. Ближайшее значение модуля зацепления, принимаемое по ГОСТ, заносим в ячейку **G8**, и именно оно будет использовано в дальнейших расчетах.

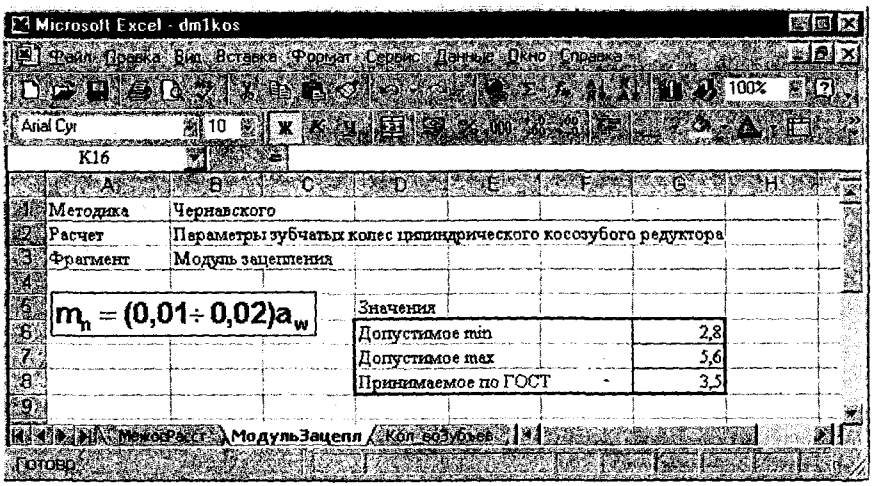


Рис. 2.11. Вид рабочего листа «МодульЗацепл»

Далее переходим на лист «Кол_воЗубьев» (рис. 2.12).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Количество зубьев шестерни z_1.
- Количество зубьев колеса z_2.
- Уточнённое значение cosβ.
- Уточнённое значение β.

Исходные данные для расчёта:

- Предварительное значение угла наклона зубьев β. Численное значение заносим в ячейку **H5**.
- Принятое передаточное отношение u. Численное значение заносится в ячейку **H6** автоматически.
- Принятое межосевое расстояние a_W. Численное значение заносится в ячейку **H7** автоматически.
- Принятый модуль зацепления m_n. Численное значение заносится в ячейку **H8** автоматически.

Формула для расчёта количества зубьев шестерни имеет вид:

$$z_1 = \frac{2a_W \cos\beta}{(u+1)m_n}.$$

Значение количества зубьев шестерни рассчитывается в ячейке **C11** автоматически в соответствии с исходными данными. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение количества зубьев, которое заносим в ячейку **C12**.

Формула для расчёта количества зубьев колеса имеет вид:

$$z_2 = z_1 u.$$

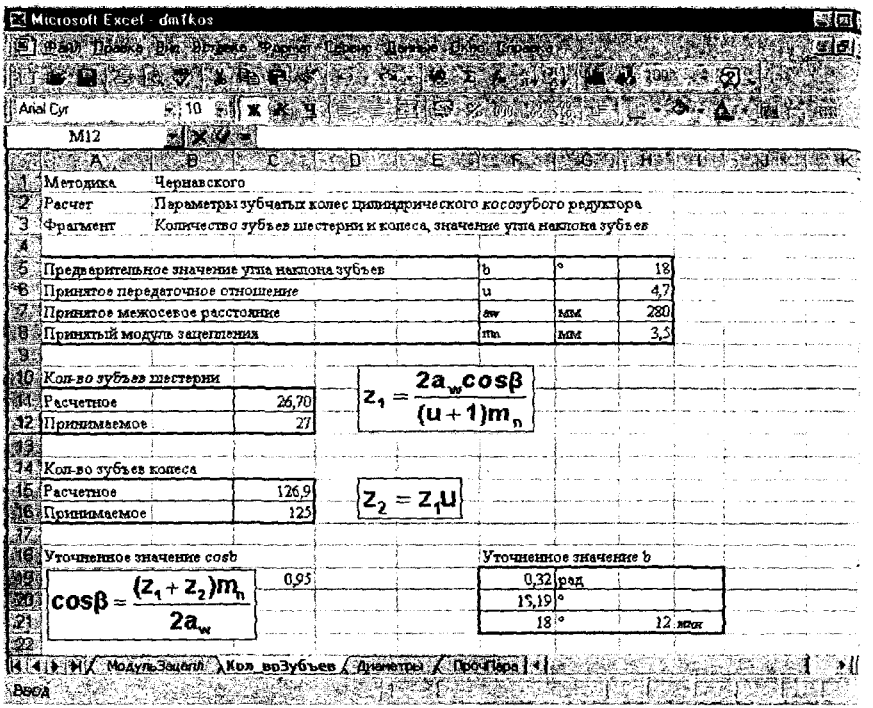
Значение количества зубьев колеса рассчитывается в ячейке **C15** автоматически по исходным данным. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение количества зубьев, которое заносим в ячейку **C16**.

Формула для расчёта уточнённого значения $\cos\beta$ имеет следующий вид:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_W}.$$

Уточнённое значение $\cos\beta$ рассчитывается в ячейке **C19** автоматически в соответствии с заданными параметрами.

Уточнённое значение угла β рассчитывается автоматически в соответствии с рассчитанным ранее значением $\cos\beta$ в ячейках **F19:I21**.



Microsoft Excel - dmfkos

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Окно Справка

Arial Cyr 10

M12

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Методика	Чернавского						
2	Расчет	Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора						
3	Фрагмент	Количество зубьев шестерни и колеса, значение угла наклона зубьев						
4								
5	Предварительное значение угла наклона зубьев					b	°	18
6	Принятое передаточное отношение					u		4,7
7	Принятое межосевое расстояние					aw	мм	280
8	Принятый модуль зацепления					mn	мм	3,5
9								
10	Кол-во зубьев шестерни							
11	Расчетное		26,70					
12	Принимаемое		27					
13								
14	Кол-во зубьев колеса							
15	Расчетное		126,9					
16	Принимаемое		125					
17								
18	Уточненное значение cosb					Уточненное значение b		
19			0,95			0,32	рад	
20						15,19	°	
21						18	°	12 max
22								

$$z_1 = \frac{2a_w \cos\beta}{(u+1)m_n}$$

$$z_2 = z_1 u$$

$$\cos\beta = \frac{(z_1+z_2)m_n}{2a_w}$$

ПодМодульЗацепл Кол_воЗубьев Диаметры ПроСПара

Вход

Рис.2.12. Вид рабочего листа «Кол_воЗубьев»

После завершения расчетов на листе «Кол_воЗубьев» переходи на лист «Диаметры» (рис. 2.13).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Делительный диаметр шестерни d_1,мм.
- Делительный диаметр колеса d_2, мм.
- Диаметр вершин зубьев шестерни da_1, мм.
- Диаметр вершин зубьев колеса da_2, мм.

Исходные данные, необходимые для вычислений, вносятся авт матически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчёта делительного диаметра шестерни имеет сл дующий вид:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} z_1 .$$

Значение делительного диаметра шестерни рассчитывается в ячейке **B6** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета делительного диаметра колеса имеет следующий вид:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} z_2 .$$

Значение делительного диаметра колеса записывается в ячейку **B10** автоматически в соответствии с исходными данными.

Для проверки расчетов делительных диаметров шестерни и колеса используется формула:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} .$$

Полученное значение вносится в ячейку **B14**, хотя оно в дальнейших расчетах и не участвует.

Формула для расчёта диаметра вершин зубьев шестерни имеет следующий вид:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n .$$

Значение диаметра вершин зубьев шестерни рассчитывается в ячейке **G6** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета диаметра вершин зубьев колеса имеет вид:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n .$$

Значение диаметра вершин зубьев колеса рассчитывается в ячейке **G10** автоматически в соответствии с исходными данными.

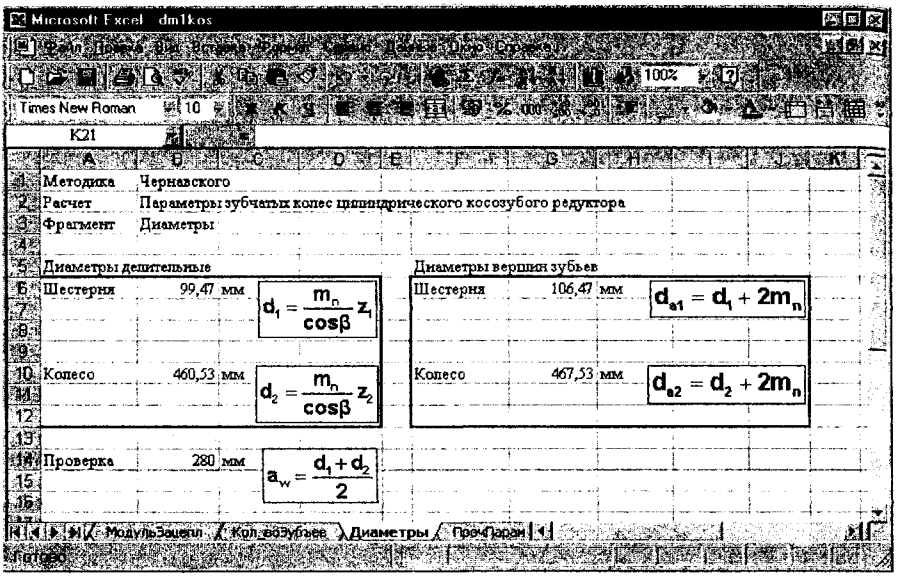


Рис. 2.13. Вид рабочего листа «Диаметры»

После произведения этих расчетов переходим на лист «ПрочПараметры» (рис. 2.14)

На данном листе рассчитываются следующие параметры:

- Ширина шестерни b_1, мм.
- Ширина колеса b_2, мм.
- Коэффициент ширины шестерни по диаметру ψ_{bd} , мм.
- Окружная скорость шестерни v, м/с.

Исходным данным для расчета является:

- Угловая скорость ω_1 . Численное значение заносим в ячейку **J10.**

Остальные исходные данные, необходимые для вычислений, вносятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчета ширины шестерни имеет вид:

$$b_1 = b_2 + 5.$$

Значение ширины шестерни рассчитывается в ячейке **B6** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета ширины колеса имеет вид:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w .$$

Значение ширины колеса рассчитывается в ячейке **B10** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета коэффициента ширины шестерни по диаметру имеет вид:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 .$$

Значение коэффициента ширины шестерни рассчитывается в ячейке **G7** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета окружной скорости шестерни колеса имеет вид:

$$v = \omega_1 d_1 / 2 .$$

Значение окружной скорости шестерни рассчитывается в ячейке **J12** автоматически в соответствии с исходными данными.

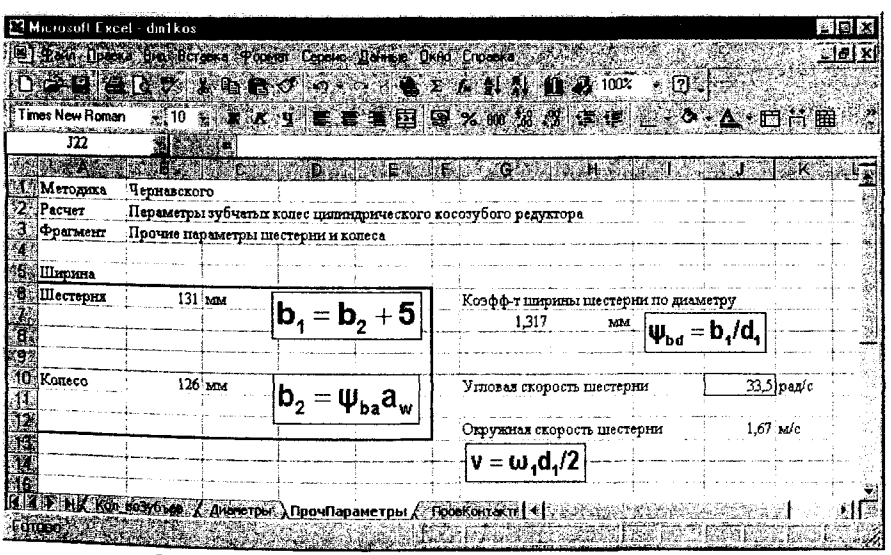


Рис. 2.14. Вид рабочего листа «ПрочПараметры»

Для проверки контактного напряжения зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора переходим на лист «ПровКонтактнНапряж» (рис. 2.15).

На данном листе рассчитываются следующие параметры:

- Коэффициент нагрузки $K_н$.
- Контактное напряжение $\sigma_н$, Мпа.

Исходными данными для расчета основных параметров зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора являются:

- $K_{н\beta}$, $K_{н\alpha}$, $K_{н\upsilon}$ - коэффициенты, принятые по ГОСТу, записаны в ячейках **C5, C6, C7** соответственно;

Остальные исходные данные вносятся автоматически в зависимости от предыдущих расчетов.

Расчет коэффициента нагрузки проводится по формуле:

$$K_н = K_{н\beta} K_{н\alpha} K_{н\upsilon}.$$

Значение коэффициента нагрузки рассчитывается в ячейке **E9** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета контактного напряжения имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w}\sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}}.$$

Значение контактного напряжения рассчитывается в ячейке **D12** автоматически в соответствии с исходными данными.

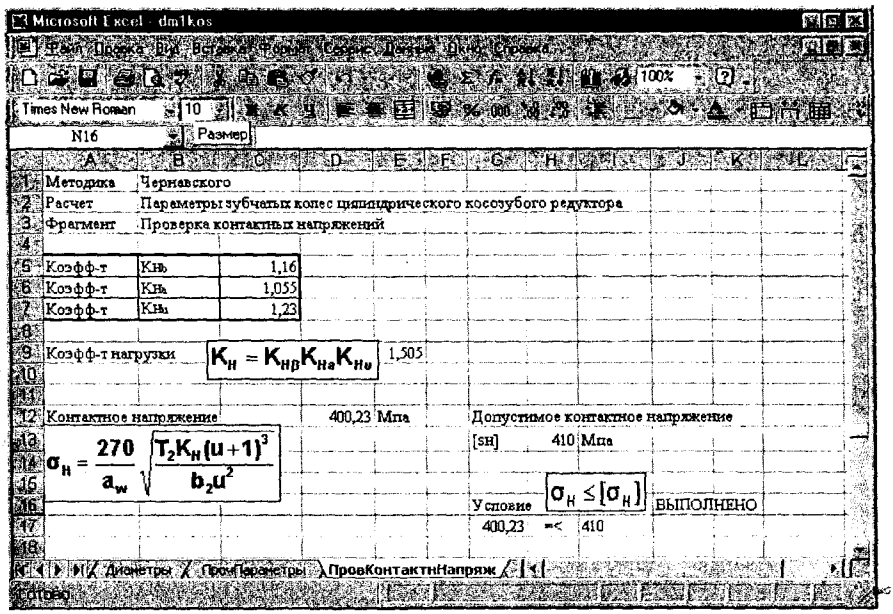


Рис. 2.15. Вид рабочего листа «ПровКонтактнНапряж»

Далее следует сравнить полученный результат (σ_H) с допустимым контактным напряжением ($[\sigma_H]$), значение которого записано в ячейке **H13**. Естественно, полученный результат должен быть меньше или равен предельно допустимому. Введем в ячейку **G17** значение σ_H, а в ячейку **I17** значение $[\sigma_H]$. Ответ о выполнении или не выполнении данного условия мы сможем увидеть в ячейке **J16**.

После проверки контактного напряжения зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора переходим на лист «СилыВЗацеплении» (рис. 2.16).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Окружная сила зацепления F_t, Н.
- Радиальная сила зацепления F_r, Н.
- Осевая сила зацепления F_a, Н.
- Эквивалентное число зубьев шестерни z_{u1}.
- Эквивалентное число зубьев колеса z_{u2}.

Все данные, необходимые для расчетов, вносятся автоматически согласно предыдущим вычислениям.

Формула для расчета окружной силы зацепления имеет вид:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Значение окружной силы зацепления рассчитывается в ячейке **D5** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета радиальной силы зацепления имеет следующий вид:

$$F_r = F_t \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta}.$$

Значение радиальной силы зацепления рассчитывается в ячейке **D8** автоматически в соответствии с предыдущими расчетами.

Формула для расчета осевой силы зацепления имеет вид:

$$F_a = F_t tg\, \beta .$$

Значение осевой силы зацепления рассчитывается в ячейке **D11** автоматически в соответствии с исходными данными.

Далее нам потребуется рассчитать эквивалентное число зубьев шестерни и колеса.

Формула для расчета эквивалентного числа зубьев шестерни имеет вид:

$$z_{u1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}.$$

Значение эквивалентного числа зубьев шестерни рассчитывается в ячейке **K7** автоматически в соответствии с исходными данными.

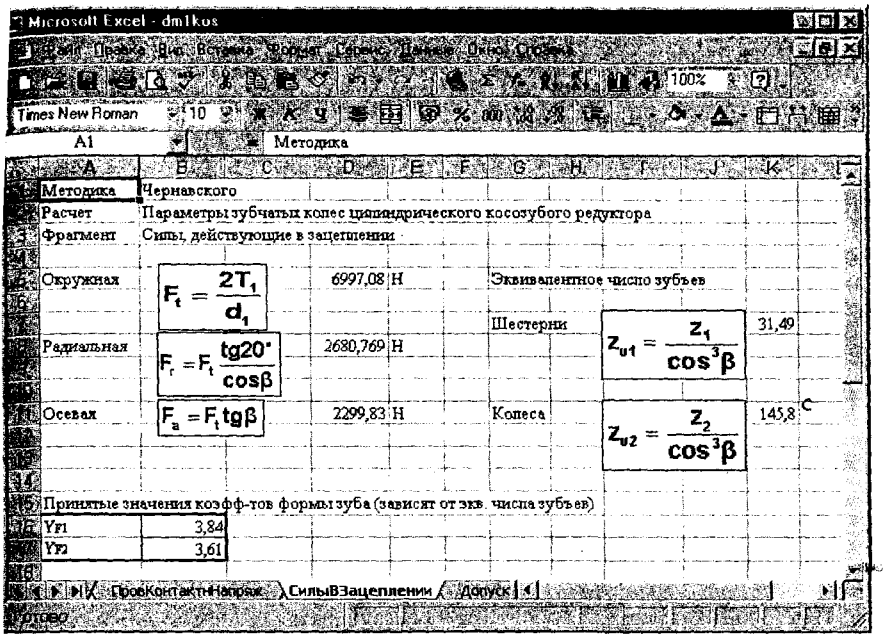


Рис. 2.16. Вид рабочего листа «СилыВЗацеплении»

Формула для расчета эквивалентного числа зубьев колеса имеет вид:

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Значение эквивалентного числа зубьев колеса рассчитывается в ячейке **К11** автоматически в соответствии с исходными данными.

Далее, в зависимости от полученных эквивалентных чисел зубьев шестерни и колеса, подбираются соответствующие принятые значения коэффициентов формы зуба. Они записываются в ячейке **В16** для шестерни и в ячейке **В17** для колеса.

Далее переходим на лист «ДопускНапряжИзгиба» для расчета допустимых напряжений изгиба колеса и шестерни (рис. 2.17).

На данном листе рассчитываются следующие параметры:

- Допустимое напряжение изгиба шестерни $[\sigma_F]$, Мпа.

- Допустимое напряжение изгиба колеса $[\sigma_F]$, Мпа.

Исходными данными для расчета допустимых напряжений изгиба колеса и шестерни являются:

- $\sigma^{\circ}_{F\|mb}$ – предел допустимого напряжения изгиба шестерни, принятый по ГОСТу. Численное значение для шестерни заносим в ячейку **C8**.

- $[S_F]$ - коэффициент для шестерни. Численное значение заносим в ячейку **C12**.

- $\sigma^{\circ}_{F\|mb}$ – предел допустимого напряжения изгиба колеса, принятый по ГОСТу. Численное значение для колеса заносим в ячейку **D8**.

- $[S_F]$ - коэффициент для колеса. Численное значение заносим в ячейку **D12**.

Формула для расчета допустимого напряжения изгиба шестерни имеет вид:

$$[\sigma_F] = \sigma^{\circ}_{F//mb} / [S_F].$$

Значение допустимого напряжения изгиба шестерни рассчитывается в ячейке **C17** автоматически в соответствии с исходными данными. Затем вычисляется отношение допустимого напряжения изгиба шестерни к коэффициенту Y_F, записанному в ячейке **C13** по формуле:

$$[\sigma_F] / Y_F .$$

Результат вычисления заносится в ячейку **C19** автоматически.

Формула для вычисления допустимого напряжения изгиба колеса имеет вид:

$$[\sigma_F] = \sigma^{\circ}_{F//mb} / [S_F].$$

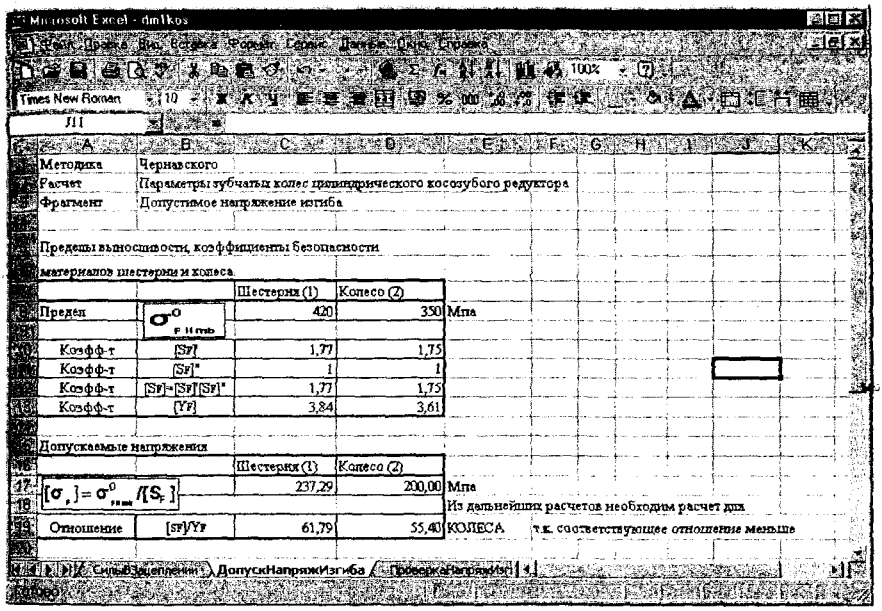
Значение допустимого напряжения изгиба колеса рассчитывается в ячейке **D17** автоматически в соответствии с исходными данными.

Затем вычисляется отношение допустимого напряжения изгиба колеса к коэффициенту Y_F, записанному в ячейке **D13** по формуле:

$$[\sigma_F] / Y_F .$$

Результат вычисления записывается в ячейку **D19.**

После завершения всех вычислений необходимо сравнить отношение $[\sigma_F]/Y_F$ колеса и шестерни, чтобы выяснить, для какой детали необходимы дальнейшие расчеты. Полученный результат сравнения заносится в ячейку **E19** автоматически.



Методика	Чернавского			
Расчет	Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора			
Фрагмент	Допустимое напряжение изгиба			
Пределы выносливости, коэффициенты безопасности				
материалов шестерни и колеса				
		Шестерня (1)	Колесо (2)	
Предел	$\sigma^0_{F\,lim b}$	420	350	Мпа
Коэфф-т	[SF]	1,77	1,75	
Коэфф-т	[SF]*	1	1	
Коэфф-т	[SF]=[SF][SF]*	1,77	1,75	
Коэфф-т	[YF]	3,84	3,61	
Допускаемые напряжения				
		Шестерня (1)	Колесо (2)	
$[\sigma_F]=\sigma^0_{F\,lim b}/[S_F]$		237,29	200,00	Мпа
				Из дальнейших расчетов необходим расчет для
Отношение	[SF]/YF	61,79	55,40	КОЛЕСА т.к. соответствующее отношение меньше

Рис.2.17. Вид рабочего листа «ДопускНапряжИзгиба»

После расчета допустимых напряжений изгиба колеса и шестерни рассмотрим лист «ПроверкаНапряжИзгиба» (рис. 2.18).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент K_F.
- Коэффициент Y_β.
- Коэффициент K_{FA}.
- Допустимое напряжение изгиба σ_F, Мпа.

Необходимые исходные данные:

- $K_{F\beta}$ и K_{Fv} - коэффициенты. Их численные значения заносим в ячейки **C5** и **C6** соответственно.

- ε_α - коэффициент торцевого перекрытия. Численное значение заносим в ячейку **E13**.

- n – степень точности передачи. Численное значение заносим в ячейку **E14**.

- $[\sigma_F]$ - предельно допустимое напряжение изгиба. Численные значения заносим в ячейку **K13** для шестерни и в ячейку **K18** для колеса.

Остальные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Коэффициент K_F рассчитывается по формуле:

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Значение коэффициента K_F рассчитывается в ячейке **B8** автоматически в соответствии с исходными данными.

Коэффициент Y_β рассчитывается по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}.$$

Значение этого коэффициента рассчитывается в ячейке **C10** автоматически в соответствии с исходными данными.

Коэффициент K_{FA} рассчитывается по формуле:

$$K_{FA} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}.$$

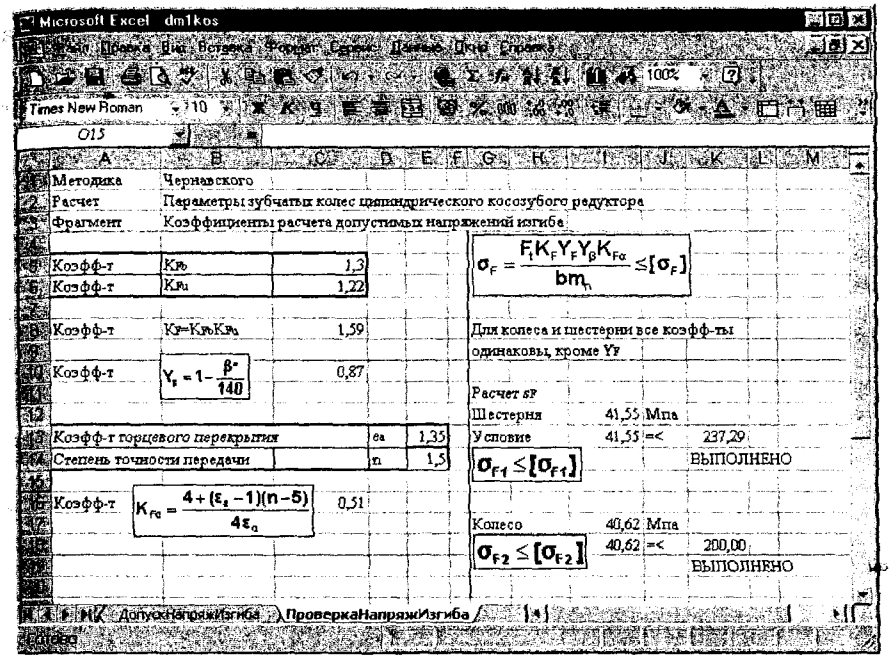
Значение этого коэффициента рассчитывается в ячейке **C16** автоматически в соответствии с исходными данными.

После нахождения всех коэффициентов можно приступать к вычислению допустимого напряжения изгиба (σ_F). Оно находится по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta F_{FA}}{b m_n} \le [\sigma_F].$$

Результаты вычислений по этой формуле для шестерни и колеса записываются в ячейки **I12** и **I17** автоматически.

Затем их необходимо сравнить с принятыми значениями $[\sigma_F]$ для шестерни и колеса, чтобы проверить условие, что $[\sigma_F] \ge \sigma_F$.



Microsoft Excel dm1kos

Times New Roman 10

O15

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	Методика	Чернавского											
2	Расчет	Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора											
3	Фрагмент	Коэффициенты расчета допустимых напряжений изгиба											
4													
5	Коэфф-т	$K_{F\beta}$	1,3				$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \le [\sigma_F]$						
6	Коэфф-т	$K_{F\alpha}$	1,22										
7													
8	Коэфф-т	$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha}$	1,59				Для колеса и шестерни все коэфф-ты						
9							одинаковы, кроме Y_F						
10	Коэфф-т	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$	0,87										
11													
12							Расчет σ_F						
13	*Коэфф-т торцевого перекрытия*			ε_a	1,35		Шестерня		41,55	Мпа			
14	Степень точности передачи			n	1,5		Условие		41,55	=<	237,29		
15							$\sigma_{F1} \le [\sigma_{F1}]$				ВЫПОЛНЕНО		
16	Коэфф-т	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_a}$	0,51										
17							Колесо		40,62	Мпа			
18							$\sigma_{F2} \le [\sigma_{F2}]$		40,62	=<	200,00		
19											ВЫПОЛНЕНО		

ДопускНапряжИзгиба / ПроверкаНапряжИзгиба

Готово

Рис. 2.18. Вид рабочего листа «ПроверкаНапряжИзгиба»

2.4 Расчет конических зубчатых колес

Для расчёта параметров зубчатых колёс конического прямозубого редуктора загружаем файл **dm1kon.xls** и переходим на лист «ВнешДелитДиам» (рис. 2.19).

На данном листе рассчитывается внешний делительный диаметр колеса d_{e2}, мм.

Исходные данные для расчета:

- Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа. Численное значение заносим в ячейку **I5**.

- Принятое передаточное отношение u. Численное значение заносим в ячейку **I6**.

- Вращающий момент на валу шестерни T_1, кН мм. Численное значение заносим в ячейку **I7**.

- Вращающий момент на валу колеса T_2, кН мм. Его численное значение заносим в ячейку **I8**.

- Коэффициент $K_{H\beta}$. Численное значение заносим в ячейку **I9**.

- Коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\psi_{b\,\mathrm{Re}}$. Численное значение заносим в ячейку **I10**.

Формула для расчёта внешнего делительного диаметра колеса имеет следующий вид:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{N\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0{,}5\psi_{b\,\mathrm{Re}})^2 \psi_{b\,\mathrm{Re}}}} .$$

Значение внешнего делительного диаметра колеса рассчитывается в ячейке **E12** автоматически в соответствии с исходными данными. Ближайшее значение внешнего делительного диаметра, принимаемое по ГОСТ, заносим в ячейку **E16**, и именно оно будет использовано в дальнейших расчётах.

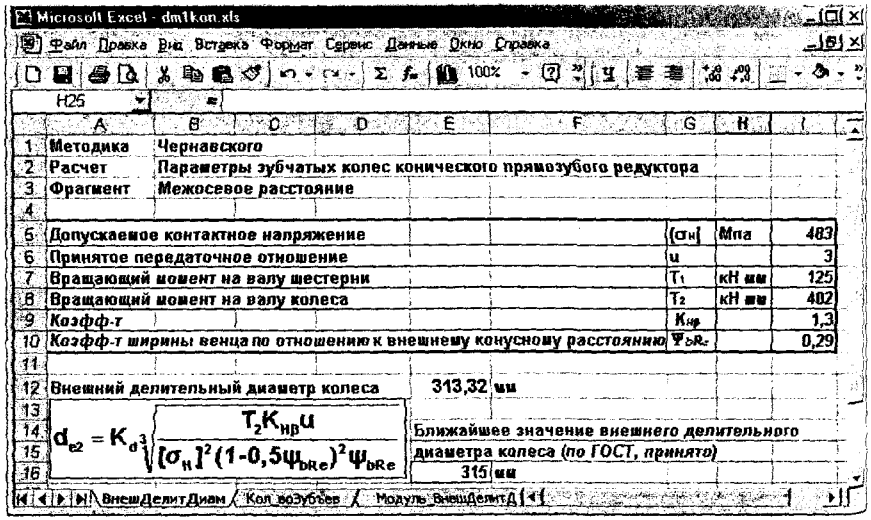


Рис. 2.19. Вид рабочего листа «ВнешДелитДиам»

Далее переходим на лист «Кол_воЗубьев» (рис. 2.20).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Количество зубьев колеса z_2.
- Передаточное отношение u.

Исходные данные для расчёта:

- Число зубьев шестерни (принимаемое) z_1. Численное значение заносим в ячейку **H5**.
- Принятое передаточное отношение u. Численное значение заносится в ячейку **H6** автоматически.

Формула для расчёта количества зубьев колеса имеет следующий вид:

$$z_2 = z_1 u .$$

Значение количества зубьев колеса рассчитывается в ячейке **C9** автоматически согласно исходным данным. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение количества зубьев колеса, которое заносим в ячейку **C10**.

Формула для расчёта передаточного отношения имеет следующий вид:

$$u = z_2 / z_1 .$$

Значение передаточного отношения рассчитывается в ячейке **H9** автоматически в зависимости от заданных параметров.

В ячейке **F12** автоматически рассчитывается отклонение рассчитанного передаточного отношения от заданного в процентах (%).

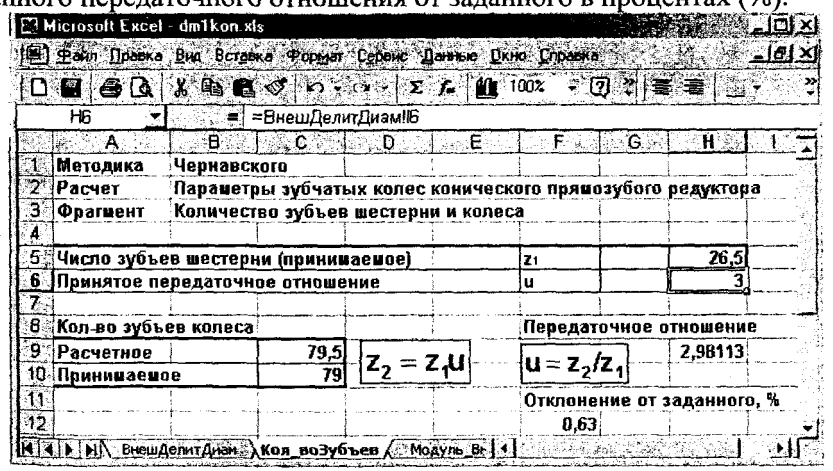


Рис. 2.20. Вид рабочего листа «Кол_воЗубьев»

После завершения расчетов на листе «Кол_воЗубьев» переходим на лист «Модуль_ВнешДелитДиам» (рис. 2.21).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Внешний окружной модуль m_e, мм.
- Уточнённый внешний делительный диаметр d_{e2}, мм.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически в соответствии с предыдущими расчётами.

Формула для расчёта внешнего окружного модуля имеет следующий вид:

$$m_e = d_{e2} / z_2 .$$

Значение внешнего окружного модуля рассчитывается в ячейке **C6** автоматически. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение внешнего окружного модуля, которое заносим в ячейку **C7**.

Формула для расчёта уточнённого внешнего делительного диаметра имеет следующий вид:

$$d_{e2} = m_e z_2 .$$

Значение уточнённого внешнего делительного диаметра рассчитывается в ячейке **C10** автоматически по исходным данным. В ячейке **D13** рассчитывается отклонение значения уточнённого внешнего делительного диаметра от заданного в процента (%).

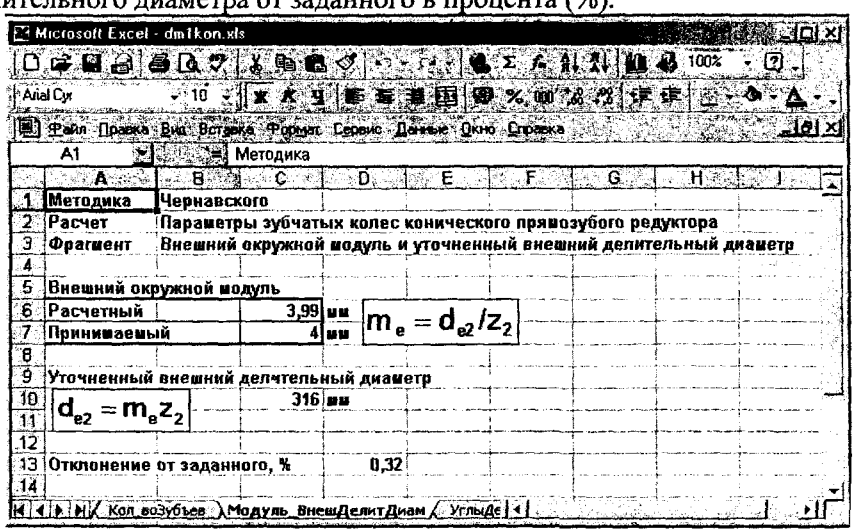


Рис. 2.21. Вид рабочего листа «Модуль_ВнешДелитДиам»

Далее переходим на лист «УглыДелитКонусов» (рис. 2.22).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Углы делительных конусов δ_1, δ_2.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчета угла δ_1 имеет следующий вид:

$$ctg\delta_1 = u.$$

Значение угла δ_1 рассчитывается в ячейках **D5:F6** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета угла δ_2 имеет следующий вид:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Значение угла δ_2 рассчитывается в ячейках **D8:F9** автоматически в соответствии с исходными данными.

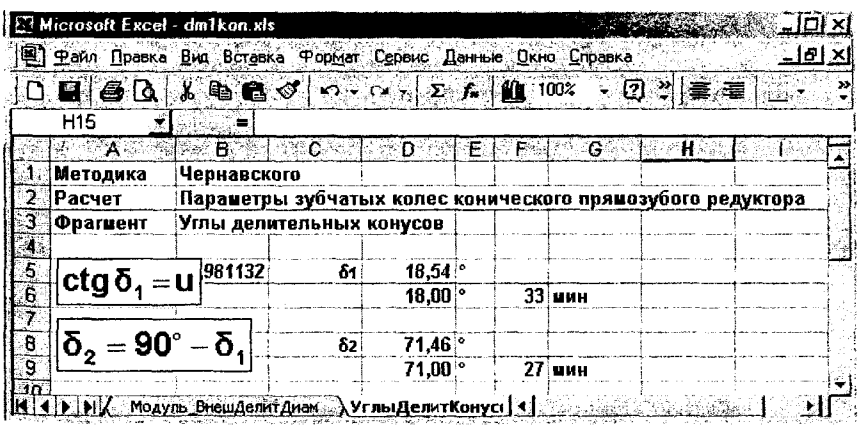


Рис. 2.22. Вид рабочего листа «УглыДелитКонусов»

Для определения внешнего конусного расстояния и длины зуба переходим на лист «ВнешКонусРасст» (рис. 2.23).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Внешнее конусное расстояние R_e, мм.

- Длина зуба b, мм.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически в зависимости от предыдущих расчётов.

Формула для расчёта внешнего конусного расстояния имеет следующий вид:

$$R_e = 0{,}5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}\,.$$

Значение внешнего конусного расстояния рассчитывается в ячейке **F6** автоматически согласно исходным данным. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение внешнего конусного расстояния, которое заносим в ячейку **F7**.

Формула для расчёта длины зуба имеет следующий вид:

$$b = \psi_{b\,\mathrm{Re}} R_e\,.$$

Значение длины зуба рассчитывается в ячейке **F10** автоматически в соответствии с исходными данными. Но для дальнейших расчётов используется принимаемое значение длины зуба, которое заносим в ячейку **F11**.

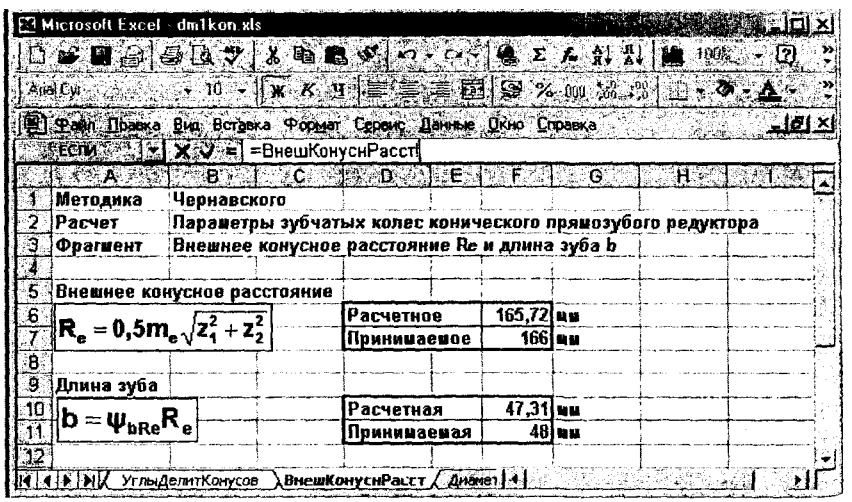


Рис. 2.23. Вид рабочего листа «ВнешКонусНРасст»

Определение диаметров шестерни и колеса ведется на листе «Диаметры» (рис. 2.24).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1}, мм.
- Средний делительный диаметр шестерни d_1, мм.
- Диаметры вершин зубьев шестерни d_{ae1}, мм.
- Диаметры вершин зубьев колеса d_{ae2}, мм.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически в соответствии с предыдущими расчётами.

Формула для расчёта внешнего делительного диаметра шестерни имеет следующий вид:

$$d_{e1} = m_e z_1.$$

Значение внешнего делительного диаметра шестерни рассчитывается в ячейке **B6** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчёта среднего делительного диаметра шестерни имеет следующий вид:

$$d_1 = 2(R_e - 0{,}5b)\sin\delta_1.$$

Значение среднего делительного диаметра шестерни рассчитывается в ячейке **B10** автоматически по исходным данным.

Формула для расчёта диаметра вершин зубьев шестерни имеет следующий вид:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e\cos\delta_1.$$

Значение диаметра вершин зубьев шестерни рассчитывается в ячейке **G6** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчёта диаметра вершин зубьев колеса имеет следующий вид:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e\cos\delta_1.$$

Значение диаметра вершин зубьев колеса рассчитывается в ячейке **G10** автоматически в соответствии с исходными данными.

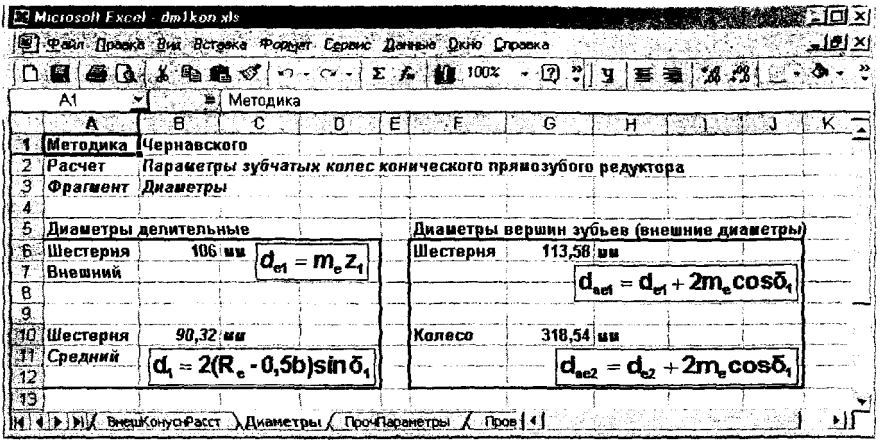


Рис.2.24. Вид рабочего листа «Диаметры»

Далее переходим на лист «ПрочПараметры» (рис. 2.25).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Средний окружной модуль m, мм.
- Коэффициент ширины шестерни по диаметру ψ_{bd}.
- Окружная скорость шестерни v, м/с.

Исходные данные для расчёта:

- Угловая скорость шестерни ω_1, рад / с. Численное значение заносим в ячейку **I5**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически по результатам предыдущих расчетов.

Формула для расчёта среднего окружного модуля имеет следующий вид:

$$m = d_1 / z_1 .$$

Значение среднего окружного модуля рассчитывается в ячейке **D5** автоматически согласно исходным данным.

Формула для расчёта коэффициента шестерни по диаметру имеет следующий вид:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 .$$

Значение коэффициента шестерни по диаметру рассчитывается в ячейке **D9** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчёта окружной скорости шестерни имеет следующий вид:

$$V = \omega_1 d_1 / 2 .$$

Значение окружной скорости шестерни рассчитывается в ячейке **I7** автоматически в соответствии с исходными данными.

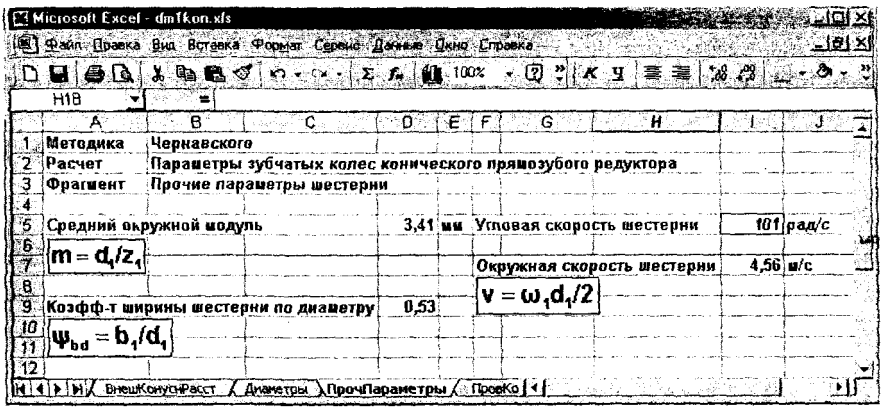


Рис. 2.25. Вид рабочего листа «ПрочПараметры»

Переходим на лист «ПровКонтактнНапряж» (рис. 2.26).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент нагрузки K_H.
- Контактное напряжение σ_H, МПа.

Исходные данные для расчёта:

- Коэффициент $K_{H\beta}$. Численное значение заносим в ячейку **C5**.
- Коэффициент $K_{H\alpha}$. Численное значение заносим в ячейку **C6**.
- Коэффициент K_{HU}. Численное значение заносим в ячейку **C7**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчёта коэффициента нагрузки имеет вид:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HU} .$$

Значение коэффициента нагрузки рассчитывается в ячейке **E9** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчёта контактного напряжения имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0{,}5b}\sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2+1)^3}}{bu^2}}.$$

Значение контактного напряжения рассчитывается в ячейке **D12** автоматически в соответствии с исходными данными.

Значение *допускаемого* контактного напряжения *заносится* в ячейку **H13** автоматически. Причём рассчитанное контактное напряжение должно удовлетворять условию $\sigma_H \le [\sigma_H]$. В ячейке **J16** автоматически происходит проверка данного условия и выводится его результат.

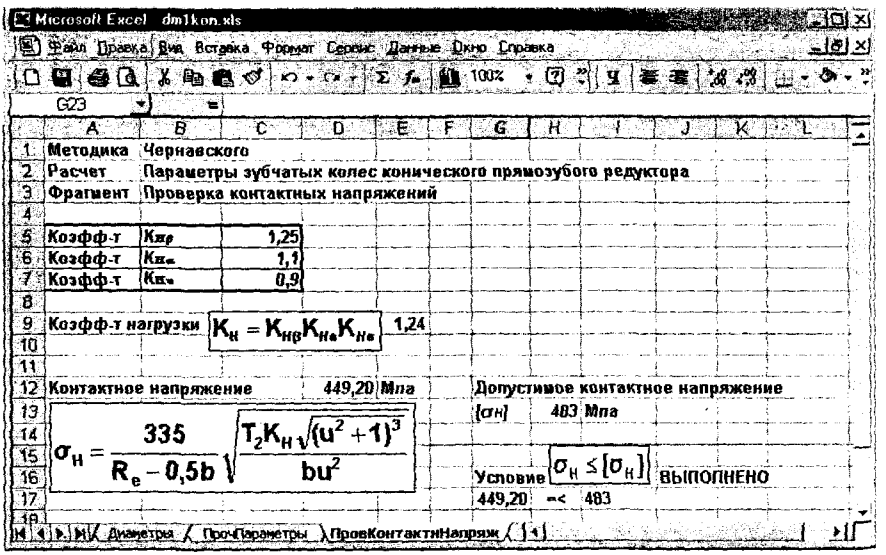


Рис. 2.26. Вид рабочего листа «ПровКонтактнНапряж»

После завершения расчета на листе «ПровКонтактнНапряж» переходим на лист «СилыВЗацеплении» (рис. 2.27).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Окружная сила F_t, Н.

- Радиальная сила для шестерни, равная осевой силе для колеса F_{r1}, Н.

- Осевая сила для шестерни, равная осевой силе для колеса F_{a1}, Н.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически в соответствии с предыдущими расчётами.

Формула для расчёта окружной силы имеет следующий вид:

$$F_t = 2T_1/d_1 .$$

Значение окружной силы рассчитывается в ячейке **D5** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта радиальной силы шестерни, равной осевой силе для колеса имеет следующий вид:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t tg\alpha \cos\delta_1 .$$

Значение радиальной силы шестерни, равной осевой силе для колеса рассчитывается в ячейке **D9** автоматически согласно исходным данным.

Формула для расчёта осевой силы шестерни, равной радиальной силе для колеса имеет следующий вид:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t tg\alpha \sin\delta_1 .$$

Значение осевой силы шестерни, равной радиальной силе для колеса рассчитывается в ячейке **D13** автоматически по заданным параметрам.

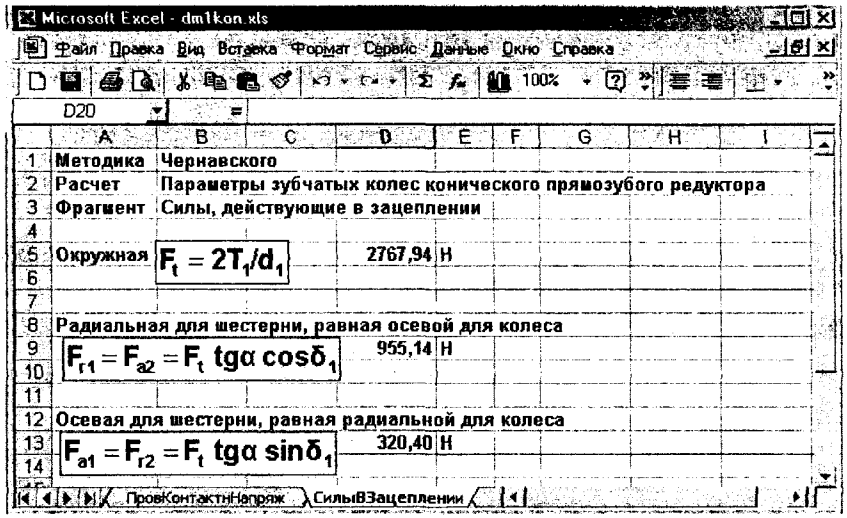


Рис. 2.27. Вид рабочего листа «СилыВЗацеплении»

Далее переходим на лист «ЭквЧислоЗубьев_Коэфф-т Y» (рис. 2.28).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Эквивалентное число зубьев шестерни z_{u1}.
- Эквивалентное число зубьев колеса z_{u2}.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически по результатам предыдущих расчётов.

Формула для расчёта эквивалентного числа зубьев шестерни имеет следующий вид:

$$z_{U1} = z_1/\cos\delta_1 .$$

Значение эквивалентного числа зубьев шестерни рассчитывается в ячейке **D7** автоматически по исходным данным.

Формула для расчёта эквивалентного числа зубьев колеса имеет следующий вид:

$$z_{U2} = z_2/\cos\delta_2 .$$

Значение эквивалентного числа зубьев колеса рассчитывается в ячейке **D10** автоматически в соответствии с исходными данными.

Принятые значения коэффициентов формы зуба колеса Y_{F1} и шестерни Y_{F2}, зависящие от эквивалентного числа зубьев, заносим в ячейки **B14** и **B15** соответственно.

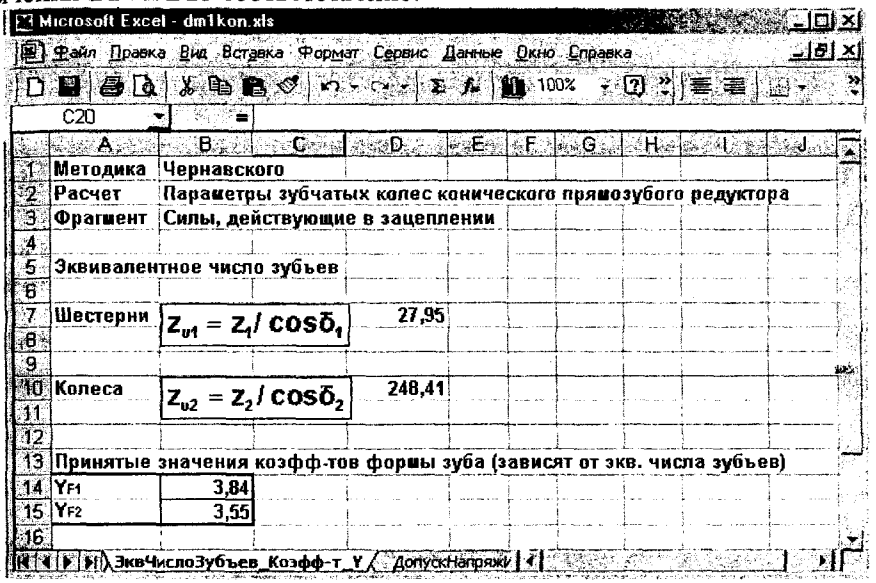


Рис. 2.28. Вид рабочего листа «ЭквЧислоЗубьев_Коэфф-тY»

Для определения допускаемого напряжения изгиба шестерни и колеса переходим на лист «ДопускНапряжИзгиба» (рис. 2.29).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Допускаемое напряжение изгиба шестерни и колеса $[\sigma_r]$, МПа.
- Отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Исходные данные для расчёта:

- Пределы выносливости для шестерни и колеса $\sigma^{\circ}_{F\,lim\,b}$, МПа. Численные значения заносим в ячейки **C8** и **D8** соответственно.
- Коэффициенты безопасности материалов для шестерни и колеса $[S_F]'$. Численные значения заносим в ячейки **C10** и **D10** соответственно.

- Коэффициенты безопасности материалов для шестерни и колеса $[S_F]''$. Численные значения заносим в ячейки **C11** и **D11** соответственно.

- Коэффициенты безопасности материалов $[S_F]$ для шестерни и колеса рассчитываются автоматически по формуле $[S_F]=[S_F]'[S_F]''$ в ячейках **C12** и **D12** соответственно.

- Коэффициенты безопасности материалов $[Y_F]$для шестерни и колеса заносятся в ячейки **C13** и **D13** автоматически.

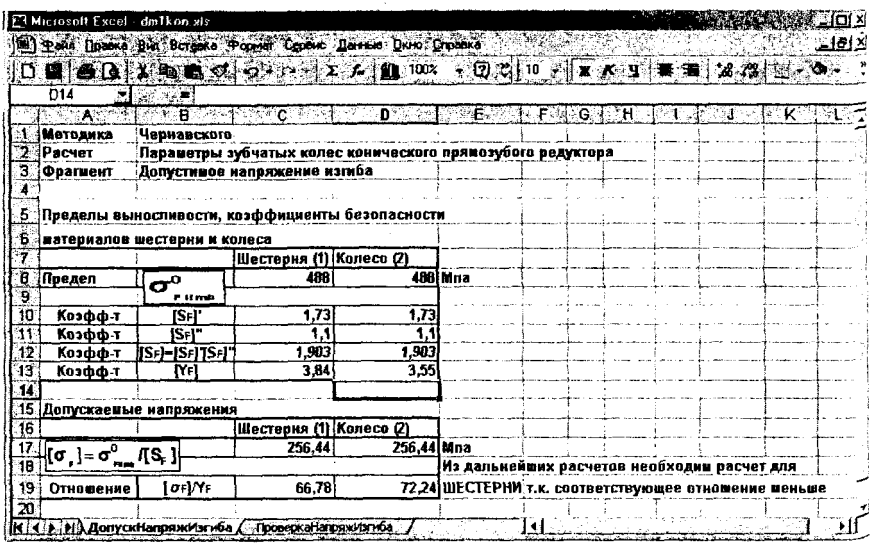
Формула для расчёта допускаемого напряжения шестерни и колеса имеет вид:

$$[\sigma_F]=\sigma^{\circ}_{F\,lim\,b}/[S_F].$$

Значение допускаемого напряжения для шестерни и колеса рассчитывается автоматически в ячейках **C17** и **D17** соответственно.

Отношение $[\sigma_F]/Y_F$ для шестерни и колеса рассчитывается автоматически в ячейках **C19** и **D19** соответственно.

Несмотря на то, что в ячейке **E19** автоматически определяется более нагруженный элемент (шестерня или колесо), на рабочем листе «ПроверкаНапряжИзгиба» проверка напряжений изгиба проводится и для шестерни, и для колеса.



	A	B	C	D	E
1	Методика	Чернавского			
2	Расчет	Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора			
3	Фрагмент	Допустимое напряжение изгиба			
4					
5	Пределы выносливости, коэффициенты безопасности				
6	материалов шестерни и колеса				
7			Шестерня (1)	Колесо (2)	
8	Предел	$\sigma^{o}_{F\,lim\,b}$	488	488	Мпа
9					
10	Коэфф-т	[SF]'	1,73	1,73	
11	Коэфф-т	[SF]"	1,1	1,1	
12	Коэфф-т	[SF]=[SF]'[SF]"	1,903	1,903	
13	Коэфф-т	[YF]	3,84	3,55	
14					
15	Допускаемые напряжения				
16			Шестерня (1)	Колесо (2)	
17	$[\sigma_F]=\sigma^{o}_{F\,lim\,b}/[S_F]$		256,44	256,44	Мпа
18					Из дальнейших расчетов необходим расчет для
19	Отношение	[σF]/YF	66,78	72,24	ШЕСТЕРНИ т.к. соответствующее отношение меньше
20					

Рис. 2.29. Вид рабочего листа «ДопускНапряжИзгиба»

Далее переходим на лист «ПроверкаНапряжИзгиба» (рис. 2.30).

На этом листе производится проверка ранее рассчитанного напряжения изгиба.

Исходные данные для проверки:

- Коэффициент $K_{F\beta}$. Численное значение заносим в ячейку **С5**.
- Коэффициент K_{FU}.Численное значение заносим в ячейку **С6**.
- Коэффициент $K_F = K_{F\beta}K_{FU}$. Рассчитывается в ячейке **С8** автоматически.

Остальные исходные данные вносятся автоматически в соответствии с предыдущими расчетами.

Формула для проверки напряжения изгиба имеет следующий вид:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{0{,}85bm} \le [\sigma_F].$$

Проверка происходит автоматически для шестерни в ячейке **К14**, для колеса в ячейке **К19**.

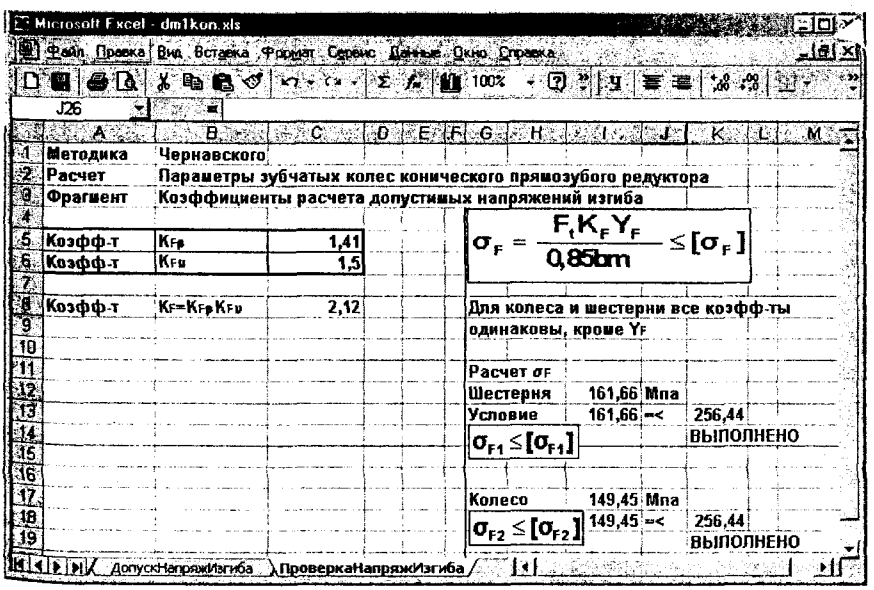


Рис. 2.30. Вид рабочего листа «ПроверкаНапряжИзгиба»

3 Ременные передачи

3.1 Теоретические сведения

При выполнении проектного расчёта ременных передач задают мощность N_1, частоту вращения n_1 и передаточное отношение U.

Для плоскоременных передач определяют d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, α – угол охвата ведущего шкива, a – межосевое расстояние, b, δ, L – ширину, толщину и длину ремня.

Диаметры шкивов приближённо определяются: $d_1 = (52...64)\sqrt[3]{T_1}$, $d_2 = d_1 U$.

Угол охвата малого шкива: $\alpha=180-57(d_2-d_1)/a$, (рекомендуют α 150).

Межосевое расстояние: $a \geqslant 2(d_1+d_2)$.

Длина ремня: L $2a+0{,}5\pi(d_1+d_2)+(d_2-d_1)^2/4a$.

Толщина ремня: δ $30d_1$.

Ширина ремня определяется по тяговой способности: $b = \dfrac{F}{[G_t]\delta}$.

Для клиноременных передач в зависимости от N_1 и n_1 выбирают стандартное поперечное сечение ремня (рис. 3.1)

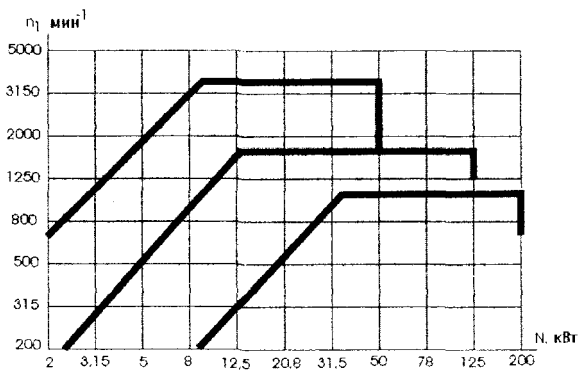


Рис. 3.1. «К выбору ремня»

Изготавливают семь клиновых ремней О, А, Б, В, Г, Д, Е отличающихся размерами поперечных сечений (увеличиваются от типа О к Е) и тяговой способностью.

Расчётная длина по нейтральному слою выбирается из стандартного ряда длин L_p, мм:

400, 450, 500,560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150.

Диаметр малого шкива выбирают из ряда R_a 40 расчётных диаметров, d_p ,мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800,...

Мощность, передаваемую одним ремнём, определяют $N_p=N_0C_\alpha C_L C_V/C_p$, где C_α ,C_L,C_V, C_p – коэффициенты угла охвата, длины ремня, передаточного отношения, режима нагрузки (определяются по таблицам).

Число ремней $z=N/N_pC_z$ 6.

3.2 Расчёт плоскоременных передач

Открываем файл **dm1plrem.xls** . Рассмотрим лист «ОснПараметры» (рис. 3.2).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Диаметр малого шкива d_1, мм.
- Диаметр большого шкива d_2, мм.
- Уточнённое передаточное отношение i_p.

Исходные данные для расчёта:

- Принятое передаточное отношение i_p. Численное значение заносим в ячейку **G5**.
- Вращающий момент T, кН*мм. Численное значение заносим в ячейку **G6**.
- Угловая скорость большого шкива ω_2, рад/с. Значение заносим в ячейку **G7**.
- Угловая скорость малого шкива ω_1, рад/с. Численное значение заносим в ячейку **G8**.
- Мощность, передаваемая передачей P, кВт. Численное значение заносим в ячейку **G9**.
- Коэффициент скольжения ремня ε. Численное значение заносим в ячейку **G10**.

Формула для расчёта диаметра малого шкива имеет вид:

$$d_1 \approx 6\sqrt[3]{T}\,.$$

Значение диаметра малого шкива рассчитывается в ячейке **A14** автоматически в зависимости от заданных параметров, однако для дальнейших расчётов округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём в ячейку **B14**.

Формула для расчёта диаметра большого шкива имеет вид:

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \varepsilon).$$

Значение диаметра большого шкива рассчитываемся в ячейке **A18** автоматически согласно исходным данным, однако для дальнейших расчётов округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём в ячейку **B18**.

Формула для расчёта уточнённого передаточного отношения имеет вид:

$$i_p = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Значение уточнённого передаточного отношения рассчитывается в ячейке **H13** автоматически по исходным данным, причём отклонение составляет 0,38%.

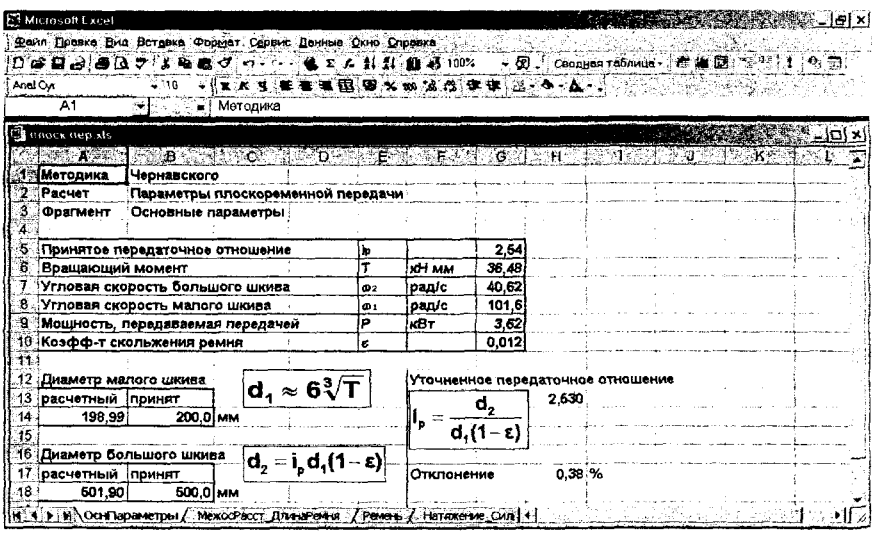


Рис. 3.2. Вид рабочего листа «ОснПараметры»

После завершения работы на листе «ОснПараметры» переходим на лист «МежосРасст_ДлинаРемня» (рис. 3.3).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:
- Межосевое расстояние а, мм.
- Угол обхвата малого шкива α_1.
- Длина ремня L, мм.
- Скорость V, м/с.
- Окружная сила F_t,Н.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта межосевого расстояния имеет вид:

$$a = 2(d_1 + d_2).$$

Значение межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **G5** автоматически согласно заданным условиям.

Формула для расчёта угла обхвата малого шкива имеет вид:

$$\alpha_1 = 180 - 60\frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Значение угла обхвата малого шкива рассчитывается в ячейке **G7** автоматически по заданным условиям.

Формула для расчёта длины ремня имеет вид:

$$L = 2a + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Значение длины ремня рассчитывается в ячейке **B11**, однако для дальнейших расчётов округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём в ячейку **B12**.

Формула для расчёта скорости имеет вид:

$$V = 0{,}5\omega_1 d_1.$$

Значение скорости рассчитывается в ячейке **F10** автоматически по заданным условиям.

Формула для расчёта окружной силы имеет вид:

$$F_t = P/V.$$

Значение окружной силы рассчитывается в ячейке **D17** автоматически в зависимости от заданных параметров.

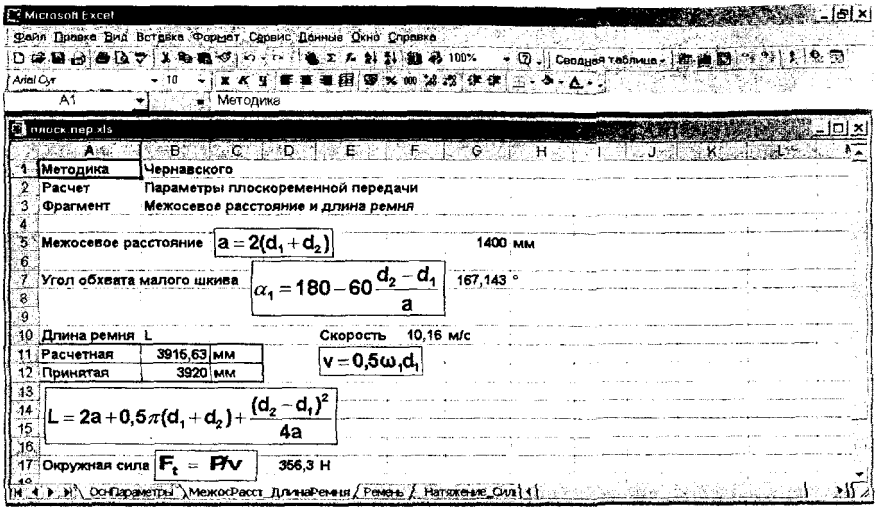


Рис. 3.3. Вид рабочего листа «МежосРасст_ДлинаРемня»

После завершения расчёта на листе «МежосРасст_ДлинаРемня» переходим на лист «Ремень» (рис. 3.4).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Толщина ремня δ, мм.
- Коэффициенты:
  - угла обхвата C_α;
    - скорости ремня C_V.
- Допускаемая рабочая нагрузка на 1мм ширины прокладки $[p]$, Н/мм.
- Ширина b, мм.

Исходные данные для расчёта:

- Количество прокладок z. Численное значение заносим в ячейку **G5**.
- Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой σ_0. Численное значение заносим в ячейку **G6**.
- Наибольшая допускаемая нагрузка на прокладку p_0. Численное значение заносим в ячейку **G7**.

- Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации C_p. Численное значение заносим в ячейку **F18**.

- Коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров шкивов C_θ. Численое значение заносим в ячейку **F19**.

Формула для расчёта толщины ремня имеет вид:

$$\delta=\delta_0 z.$$

Значение толщины ремня рассчитывается в ячейке **C9** автоматически в соответствии с исходными данными. Причём рассчитанная толщина ремня должна удовлетворять условию $\delta \leq 0{,}025 d_1$, которое проверяется автоматически и результат выводится.

Формула для расчёта коэффициента угла обхвата имеет вид:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - \alpha_1).$$

Значение коэффициента угла обхвата рассчитывается в ячейке **D13** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта коэффициента скорости ремня имеет вид:

$$C_V = 1{,}04 - 0{,}0004v^2.$$

Значение коэффициента скорости ремня рассчитывается в ячейке **D15** автоматически согласно исходным данным.

Формула для расчёта ширины имеет вид:

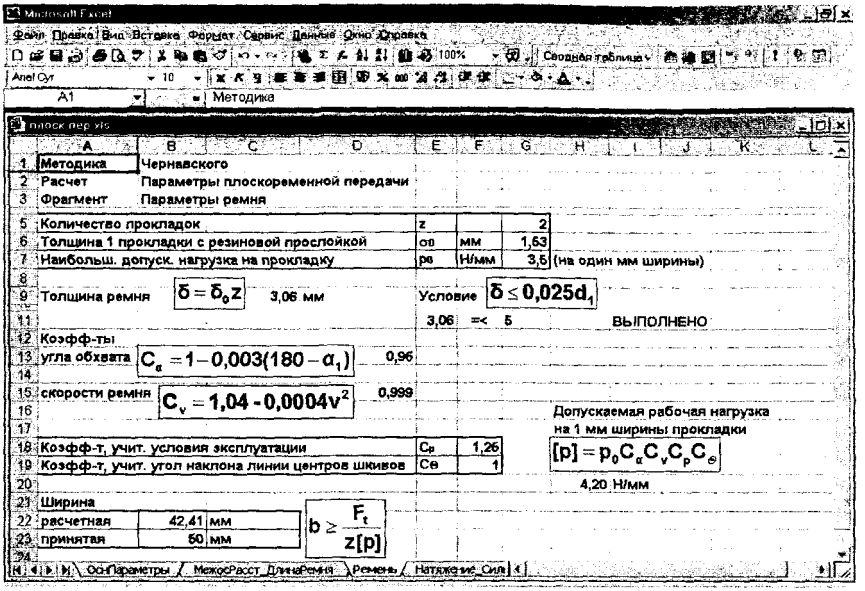
$$b \geq \frac{F_t}{z[p]}.$$

Значение ширины рассчитывается в ячейке **B22**, однако для дальнейших расчётов округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём в ячейку **B23**.

Формула для расчёта допускаемой рабочей нагрузки на 1 мм ширины прокладки имеет вид:

$$[p] = p_0 C_\alpha C_V C_p C_\Theta.$$

Значение допускаемой рабочей нагрузки на 1 мм ширины прокладки рассчитывается в ячейке **H20** автоматически по исходным данным.



1	Методика	Чернавского			
2	Расчет	Параметры плоскоременной передачи			
3	Фрагмент	Параметры ремня			
5	Количество прокладок		z		2
6	Толщина 1 прокладки с резиновой прослойкой		δ_0	мм	1,53
7	Наибольш. допуск. нагрузка на прокладку		p_0	Н/мм	3,5 (на один мм ширины)
9	Толщина ремня	$\delta = \delta_0 z$ 3,06 мм	Условие	$\delta \le 0{,}025d_1$	
11			3,06	=< 5	ВЫПОЛНЕНО
12	Коэфф-ты				
13	угла обхвата	$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180 - \alpha_1)$ 0,96			
15	скорости ремня	$C_v = 1{,}04 - 0{,}0004v^2$ 0,999			
18	Коэфф-т, учит. условия эксплуатации		C_P	1,26	
19	Коэфф-т, учит. угол наклона линии центров шкивов		C_θ	1	
21	Ширина				
22	расчетная	42,41 мм	$b \ge \frac{F_t}{z[p]}$		
23	принятая	50 мм			

Допускаемая рабочая нагрузка на 1 мм ширины прокладки

$[p] = p_0 C_\alpha C_v C_P C_\theta$

4,20 Н/мм

Рис. 3.4. Вид рабочего листа «Ремень»

Для расчёта натяжения силы переходим на лист «Натяжение_силы» (рис. 3.5).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Предварительное натяжение ремня F_0, Н.
- Натяжение ветвей:
  - ведущей F_1, Н.
    - ведомой F_2, Н.
- Напряжение от силы F_1 σ_1, МПа.
- Напряжение изгиба $\sigma_И$, МПа.
- Напряжение от центробежной силы σ_υ, МПа.
- Максимальное напряжение σ_{max}, МПа.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта предварительного натяжения ремня имеет вид:

$$F_0 = \sigma_0 b\delta = 1{,}8b\delta .$$

Значение предварительного натяжения ремня рассчитывается в ячейке **E5** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формулы для расчёта натяжение ветвей имеют вид:

- Ведущей:

$$F_1 = F_0 + 0{,}5F_t .$$

Значение для натяжения ведущей ветви рассчитывается в ячейке **D9** автоматически согласно исходным данным.

- Ведомой:

$$F_2 = F_0 - 0{,}5F_t .$$

Значение для натяжения ведомой ветви рассчитывается в ячейке **I9** автоматически согласно исходным данным.

Формула для расчёта напряжения от силы F_1 имеет вид:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b\delta} .$$

Значение напряжения от силы F_1 рассчитывается в ячейке **D13** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчёта напряжение изгиба имеет вид:

$$\sigma_И = E_И \frac{\delta}{d_1} = (100 \div 200)\frac{\delta}{d_1} .$$

Значение напряжения изгиба рассчитывается в ячейках:

- среднее значение – **E18**;
- максимальное значение – **E17**;
- минимальное значение – **D17**;

автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчёта напряжения от центробежной силы имеет вид:

$$\sigma_v = p v^2 10^{-6} = (1100 \div 1200) v^2 10^{-6} .$$

Значение напряжения от центробежной силы рассчитывается в ячейках:

- минимальное значение – **K17**;
- максимальное значение – **L17**;

автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта максимального напряжения имеет вид:

$\sigma_{max}=\sigma_1+\sigma_и+\sigma_\upsilon$(при условии σ_{max} 7Мпа).

Значение максимального напряжения рассчитывается в ячейке **D22** автоматически согласно исходных данных. Причём максимальное напряжение должно удовлетворять условию σ_{max} 7МПа. Результат выводится в виде: «выполнено» или «не выполнено».

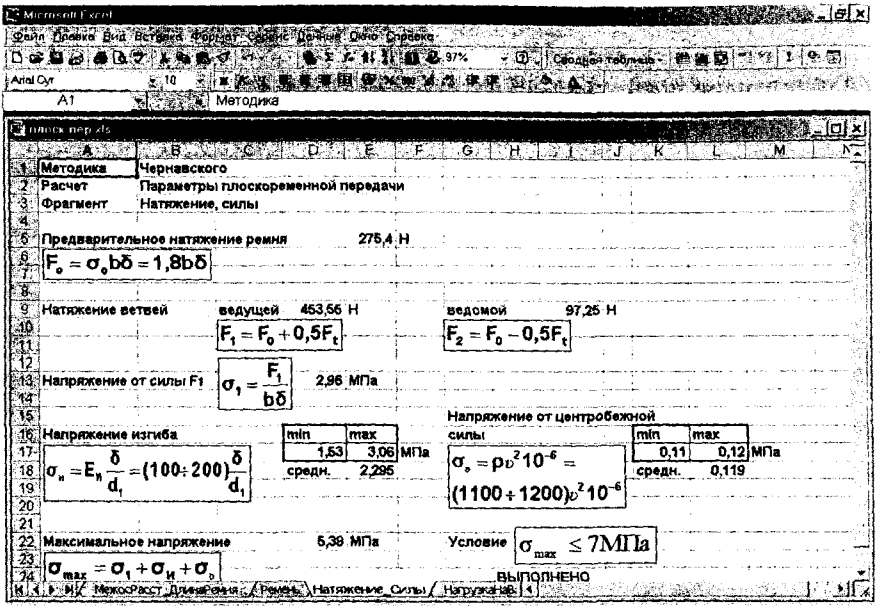


Рис. 3.5. Вид рабочего листа «Натяжение_Силы»

Для определения нагрузки на валы передачи переходим на лист «НагрузкаНаВалы» (рис. 3.6).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Нагрузка на валы передачи F_B, Н.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта нагрузки на валы передачи имеет вид:

$$F_B = 3F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}.$$

Значение нагрузки на валы передачи рассчитывается в ячейке **F5** автоматически согласно исходным данным.

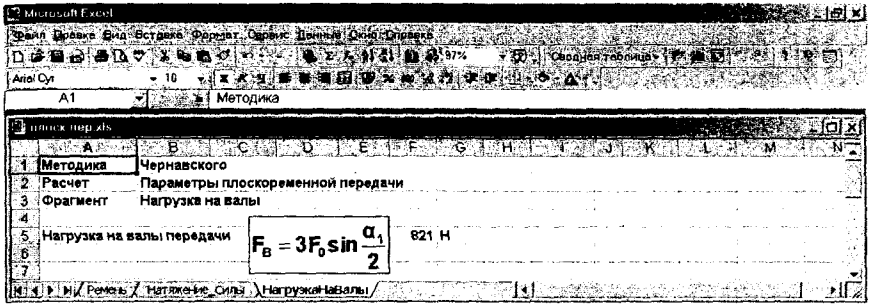


Рис. 3.6. Вид рабочего листа «НагрузкаНаВалы»

3.3 Расчёт клиноременных передач

Для расчёта параметров клиноременной передачи загружаем файл **dm1klrem.xls** и переходим на лист «ОснПараметры» (рис. 3.7).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Диаметр малого шкива d_1, мм.
- Диаметр большого шкива d_2, мм.
- Уточнённое передаточное отношение i_p.

Исходными данными для расчетов являются:

- T - вращающий момент. Численное значение заносим в ячейку **G6**.
- i_p- принятое передаточное отношение. Численное значение заносим в ячейку **G5**.
- ε- коэффициент скольжения ремня. Численное значение заносим в ячейку **C9**.

Формула для расчёта диаметра малого шкива имеет следующий вид:

$$d_1 \approx (3 \div 4)\sqrt[3]{T}\ .$$

Значение минимального диаметра малого шкива рассчитывается в ячейке **A13** автоматически в соответствии с исходными данными. Значение максимального диаметра малого шкива рассчитывается в ячейке **B13** автоматически в соответствии с исходными данными. Но

для дальнейших расчетов используется принятое значение диаметра малого шкива, записанное в ячейке **C13**.

Формула для расчёта диаметра большого шкива имеет следующий вид:

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \varepsilon).$$

Значение диаметра большого шкива рассчитывается в ячейке **C16** автоматически в соответствии с исходными данными. Но для дальнейших расчетов используется принятое значение диаметра большого шкива, которое заносится в ячейку **C17** .

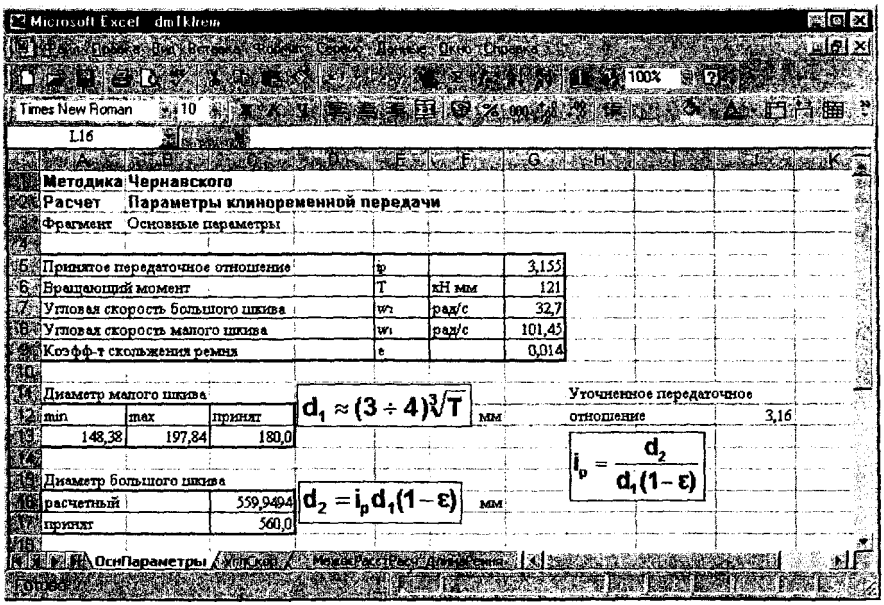


Рис. 3.7. Рабочий лист «ОснПараметры»

Формула для расчёта уточненного передаточного отношения имеет следующий вид:

$$i_p = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}.$$

Значение уточненного передаточного отношения рассчитывается в ячейке **J12** автоматически в соответствии с исходными данными.

Для расчета угловой скорости большого шкива рассмотрим лист «УглСкор» (рис. 3.8).

На данном листе рассчитывается угловая скорость большого шкива. Все исходные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчета угловой скорости большого шкива имеет вид:

$$\omega_2 = \omega_1 / i_P \ .$$

Значение угловой скорости большого шкива рассчитывается в ячейке **B6** автоматически в соответствии с исходными данными. В ячейке **B9** рассчитывается отклонение угловой скорости большого шкива от заданной в процентах (%).

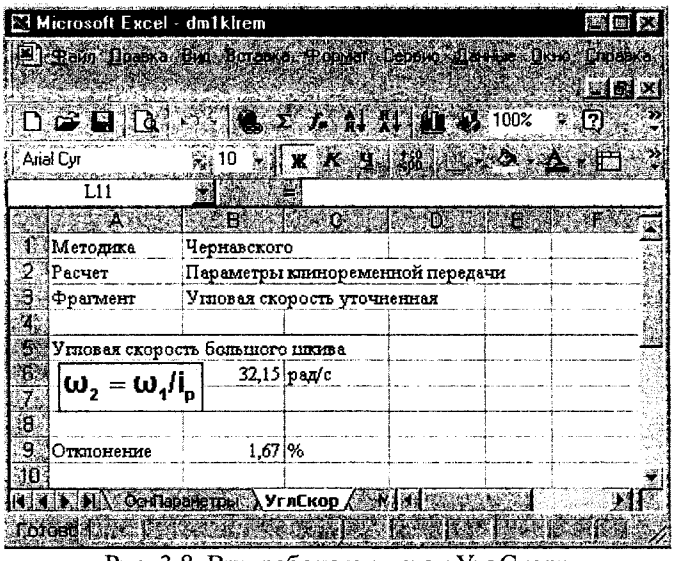


Рис. 3.8. Вид рабочего листа «УглСкор»

Для вычисления расчетного межосевого расстояния и длины ремня переходим на лист «МежосРасстРасч_ДлинаРемня» (рис. 3.9).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Расчётное межосевое расстояние а, мм.

- Длина ремня L, мм.

Исходными данными, необходимыми для расчетов, являются:

- T_0- высота сечения ремня. Численное значение заносим в ячейку **E5**.

- a_p - принятое межосевое расстояние. Численное значение заносим в ячейку **E11**.

Остальные необходимые данные рассчитывались ранее и вводятся автоматически.

Формула для расчёта максимального расчетного межосевого расстояния имеет следующий вид:

$$a_{\max} = d_1 + d_2 .$$

Значение максимального расчетного межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **H9** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта минимального расчетного межосевого расстояния имеет следующий вид:

$$a_{\min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + T_0 .$$

Значение минимального расчетного межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **H7** автоматически в соответствии с исходными данными.

Однако для дальнейших расчетов используется принятое межосевое расстояние. Его численное значение заносим в ячейку **E11**.

Формула для расчёта длины ремня имеет следующий вид:

$$L = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} .$$

Значение длины ремня рассчитывается в ячейке **B14** автоматически в соответствии с исходными данным, но для дальнейших расчетов используется стандартное значение, которое заносим в ячейку **B15**.

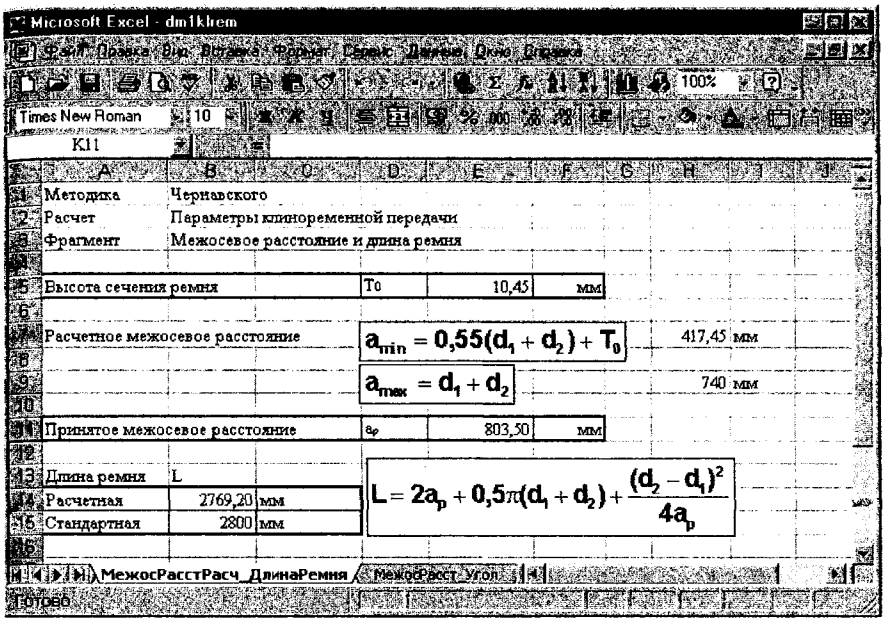


Рис. 3.9. Вид рабочего листа «МежосРасстРасч_ДлинаРемня»

Переходим на лист «МежосРасст_Угол», где рассчитывается межосевое расстояние и угол обхвата малого шкива (рис. 3.10).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Уточнённое межосевое расстояние a_p.
- Угол обхвата малого шкива α_1.

Некоторые данные, необходимые для расчетов, вносятся автоматически, а некоторые вычисляются далее:

Промежуточные значения для расчёта межосевого расстояния находятся по формулам:

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2),$$

вычисление проводится автоматически в ячейке **C6**;

$$y = (d_2 - d_1)^2,$$

вычисление проводится автоматически в ячейке **H16**;

$$L - w,$$

вычисление проводится автоматически в ячейке **B9**.

Формула для расчёта уточненного межосевого расстояния имеет следующий вид:

$$a_p = 0{,}25\left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}\right].$$

Значение уточненного межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **E12** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта угла обхвата малого шкива имеет следующий вид:

$$\alpha_1 = 180 - 57\frac{d_2 - d_1}{a_p}.$$

Значение угла обхвата малого шкива рассчитывается в ячейке **D17** автоматически в соответствии с исходными данными.

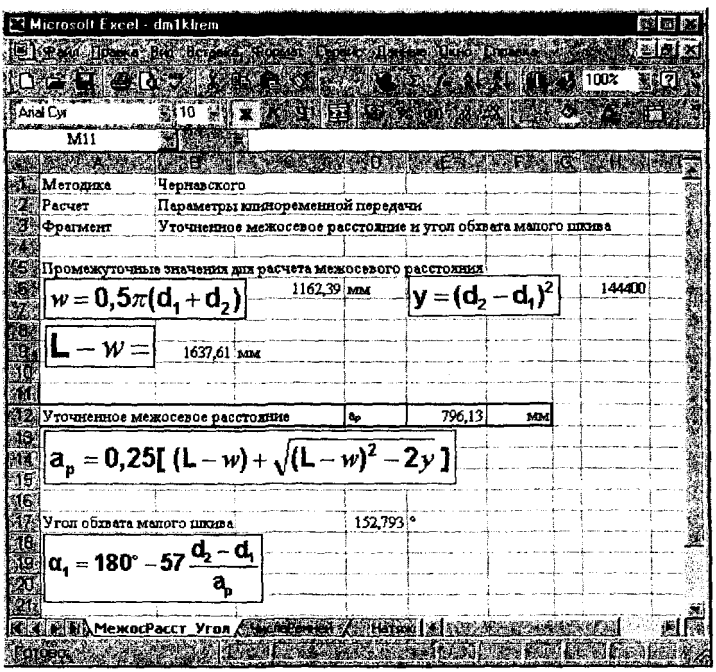


Рис. 3.10. Вид рабочего листа «МежосРасст_Угол»

Для расчета количества ремней рассмотрим лист «ЧислоРемней» (рис. 3.11).

На этом листе вычисляется количество ремней клиноременной передачи.

Исходными данными для расчета являются:

- $C_{p.}$ - коэфф-т, учит. условия эксплуатации. Численное значение вводится в ячейку **G5**.

- C_L- коэфф-т, учит. влияние длины ремня. Численное значение вводится в ячейку **G6**.

- C_a - коэфф-т, учит. влияние угла обхвата. Численное значение вводится в ячейку **G7**.

- C_z- коэфф-т, учит. число ремней. Численное значение вводится в ячейку **G8**.

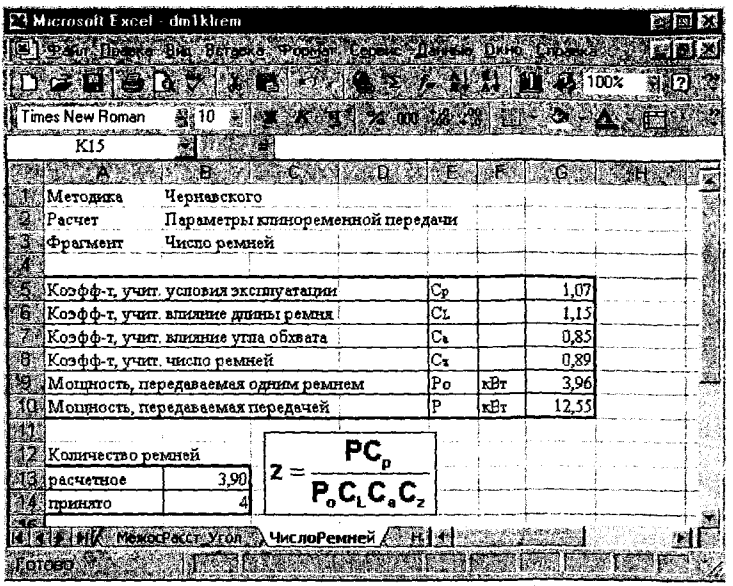
- P_0- мощность, передаваемая одним ремнём. Его численное значение вводится в ячейку **G9**.

- P - мощность, передаваемая передачей. Численное значение вводится в ячейку **G10**.

Формула для расчёта количества ремней имеет следующий вид:

$$z = \frac{PC_p}{P_0 C_L C_a C_z}.$$

Значение количества ремней рассчитывается в ячейке **B13** автоматически в соответствии с исходными данными, но в последующих вычислениях будет использоваться принятое количество ремней, которое записывается в ячейку **B14**.



1	Методика	Чернавского		
2	Расчет	Параметры клиноременной передачи		
3	Фрагмент	Число ремней		
4				
5	Коэфф-т, учит. условия эксплуатации	C_p		1,07
6	Коэфф-т, учит. влияние длины ремня	C_L		1,15
7	Коэфф-т, учит. влияние угла обхвата	C_a		0,85
8	Коэфф-т, учит. число ремней	C_z		0,89
9	Мощность, передаваемая одним ремнем	P_o	кВт	3,96
10	Мощность, передаваемая передачей	P	кВт	12,55
11				
12	Количество ремней			
13	расчетное	3,90		
14	принято	4		

$$z = \frac{PC_p}{P_o C_L C_a C_z}$$

Рис. 3.11. Вид рабочего листа «ЧислоРемней»

После выполнения расчетов на листе «ЧислоРемней» переходим на лист «Натяжение_Давление_ШиринаШкивов» (рис. 3.12).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Скорость v, м/с.
- Натяжение F_0, Н.
- Давление F_B, Н.
- Ширина шкивов $B_ш$, мм.

Исходными данными для расчетов являются:

- Θ - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил. Численное значение вводится в ячейку **F5**.
- e - размер канавок. Численное значение вводится в ячейку **D15**.
- f - размер канавок. Численное значение вводится в ячейку **D16**.

Остальные данные, необходимые для вычислений, вводятся автоматически согласно предыдущим расчетам.

Формула для расчёта скорости имеет следующий вид:

$$v = 0{,}5\omega_1 d_1 .$$

Значение скорости рассчитывается в ячейке **C7** автоматически в соответствии с исходными данными

Формула для расчёта натяжения имеет следующий вид:

$$F_0 = \frac{850PC_pC_L}{zvC_a} + \Theta v^2 .$$

Значение натяжения рассчитывается в ячейке **C9** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта давления имеет следующий вид:

$$F_B = 2F_0 z \sin\frac{\alpha_1}{2} .$$

Значение давления рассчитывается в ячейке **H9** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета ширины шкивов имеет следующий вид:

$$B_ш = (z-1)e + 2f .$$

Значение ширины шкивов рассчитывается в ячейке **C18** автоматически в соответствии с исходными данными.

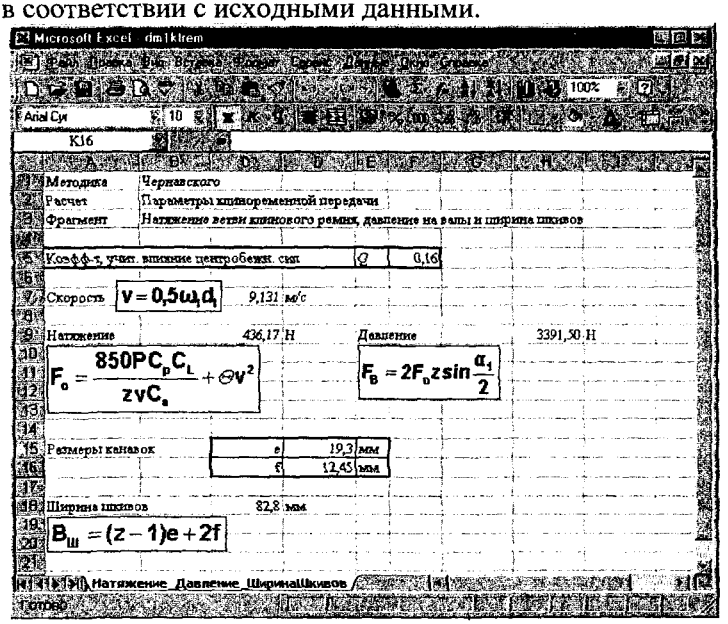


Рис. 3.12. Вид рабочего листа «Натяжение_Давление_ШиринаШкивов»

3.4 Расчёт поликлиновых передач

Открываем файл **dm1porem.xls**. Рассмотрим лист «ОснПараметры» (рис. 3.13).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Диаметр малого шкива d_1, мм.
- Диаметр большого шкива d_2, мм.
- Расчётное передаточное отношение i.
- Уточнённое передаточное отношение i_p.

Исходные данные для расчета:

- Вращающий момент T_1. Численное значение заносим в ячейку **G5**.
- Частота вращения большого шкива n_2 . Численное значение заносим в ячейку **G6**.
- Частота вращения малого шкива n_1. Численное значение заносим в ячейку **G7**.
- Число клиньев z. Численное значение заносим в ячейку **C19**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически согласно расчётам.

Формула для расчёта диаметра малого шкива имеет вид:

$$d_1 \approx 3\sqrt[3]{T_1}\ .$$

Значение диаметра малого шкива рассчитывается в ячейке **D9** автоматически в зависимости от заданных параметров, однако для дальнейших вычислений округлим это значение до ближайшего значения по ГОСТу и занесём его в ячейку **D10**.

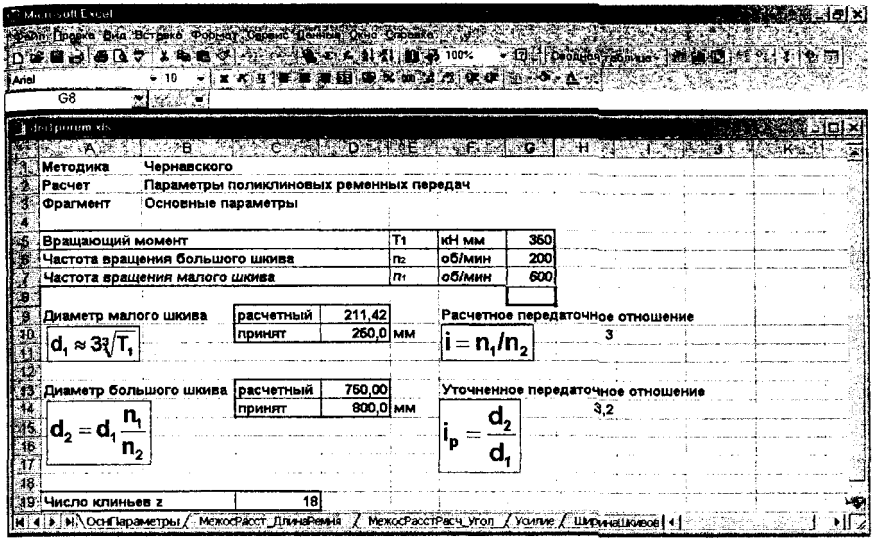


Рис. 3.13. Вид рабочего листа «ОснПараметры»

Формула для расчёта диаметра большого шкива имеет вид:

$$d_2 = d_1 \frac{n_1}{n_2}.$$

Значение диаметра большого шкива рассчитывается в ячейке **D13** автоматически в соответствии с исходными данными, однако для дальнейших вычислений округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём его в ячейку **D14**.

Формула для вычисления расчётного передаточного отношения имеет вид:

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

Значение расчётного передаточного отношения рассчитывается в ячейке **H10** согласно исходным данным.

Формула для расчёта уточнённого передаточного отношения имеет вид:

$$i_p = \frac{d_2}{d_1}.$$

Значение уточнённого передаточного отношения рассчитывается в ячейке **H14** в соответствии с исходными данными.

После завершения расчёта на листе «ОснПараметры» переходим на лист «МежосРасст_ДлинаРемня» (рис. 3.14).

На данном листе рассчитывается длина ремня L, мм.

Исходные данные для расчёта:

- принятое межосевое состояние a_p. Численное значение заносим в ячейку **D5**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта длина ремня имеет вид:

$$L = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p}.$$

Значение длины ремня рассчитывается в ячейке **B8** автоматически в зависимости от заданных параметров, однако для дальнейших расчётов округлим это значение до ближайшего по ГОСТу и занесём в ячейку **B9**.

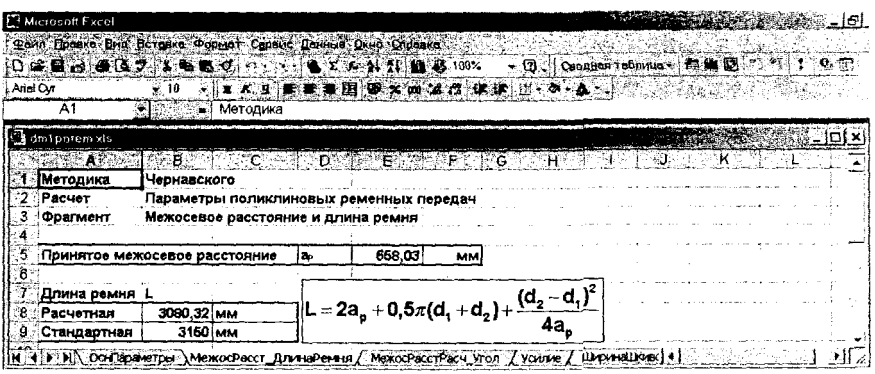


Рис. 3.14. Вид рабочего листа «МежосРасст_ДлинаРемня»

После завершения расчета на листе «МежосРасст_ДлинаРемня» переходим на лист «МежосРасстРасч_Угол» (рис 3.15).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Промежуточные значения для расчёта межосевого расстояния w, y, L.
- Уточнённое межосевое расстояние a_p, мм.
- Угол обхвата малого шкива α_1.

Исходные данные для расчёта вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам, а остальные рассчитываются на данном листе.

Формулы, вычисляющие промежуточные значения для расчёта межосевого расстояния, имеют вид:

$$w = 0{,}5\pi(d_1 + d_2),$$

значение рассчитывается в ячейке **C6** автоматически в соответствии с заданными условиями;

$$y = (d_2 - d_1)^2,$$

значение рассчитывается в ячейке **H6** автоматически в зависимости от заданных параметров;

$$L - w,$$

значение рассчитывается в ячейке **B9** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта уточнённого межосевого расстояния имеет вид:

$$a_p = 0{,}25\left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}\right].$$

Значение уточнённого межосевого расстояния рассчитывается в ячейке **E12** автоматически в зависимости от исходных данных.

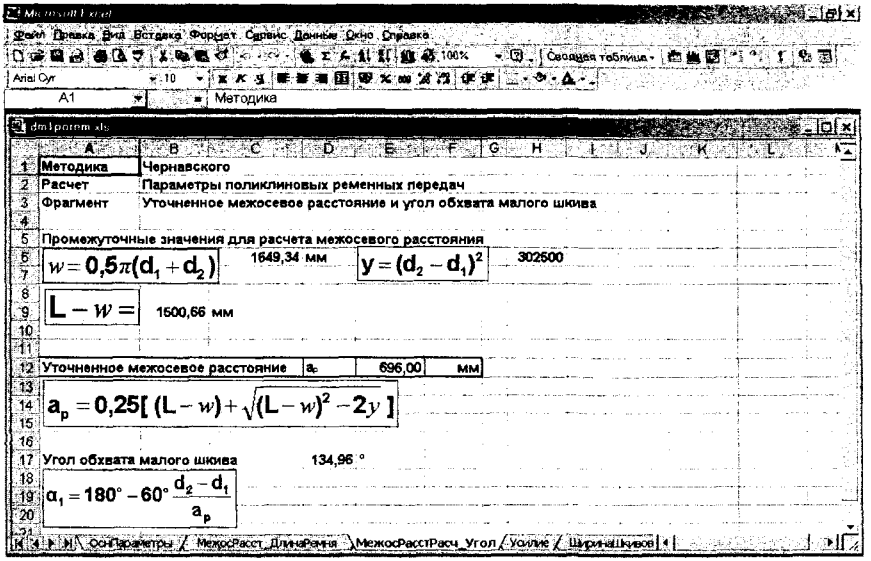


Рис. 3.15. Вид рабочего листа «МежосРасстРасч_Угол»

Формула для расчета угла обхвата малого шкива имеет вид:

$$\alpha_1 = 180 - 60\frac{d_2 - d_1}{a_p}.$$

Значение угла обхвата малого шкива рассчитывается в ячейке **D17** автоматически в соответствии с исходными данными.

Для определения усилия, действующего на вал, переходим на лист «Усилие» (рис. 3.16).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Усилие, действующее на вал S, Н.

Исходные данные для расчёта:

- Начальное натяжение на один клин (в зависимости от типа сечения) $2S_0$. Численное значение заносим в ячейку **J5**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта усилия, действующего на вал, имеет вид:

$$S = 2S_0 z \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Значение усилия, действующего на вал, рассчитывается в ячейке **D7** автоматически в зависимости от заданных параметров.

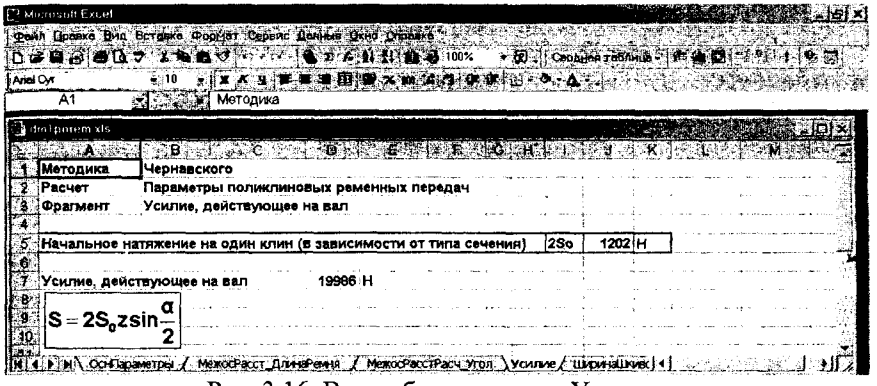


Рис. 3.16. Вид рабочего листа «Усилие»

Для нахождения ширины шкивов необходимо перейти на лист «ШиринаШкивов» (рис. 3.17).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Ширина шкивов.

Исходные данные для расчёта:

- Сечение ремня:

а) измерение s. Численное значение заносим в ячейку **B6**;

б) измерение t. Численное значение заносим в ячейку **B7**.

Остальные исходные данные вносятся автоматически согласно предыдущим расчётам.

Формула для расчёта ширины шкивов имеет вид:

$$B_{Ш} = (z-1)t/2S.$$

Значение ширины шкивов рассчитывается в ячейке **C9** автоматически в соответствии с исходными данными.

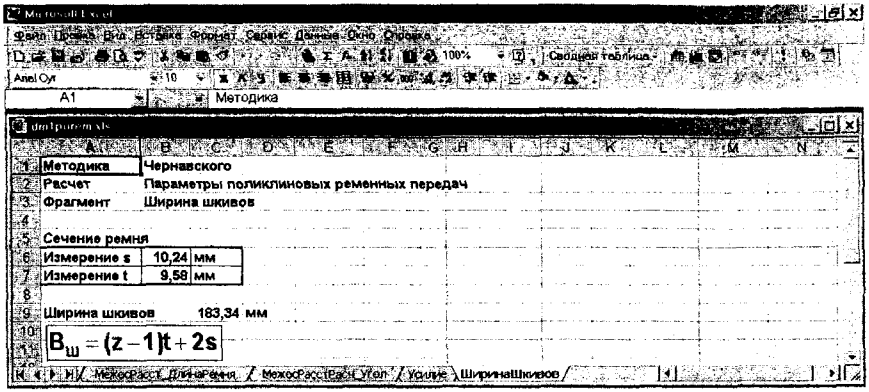
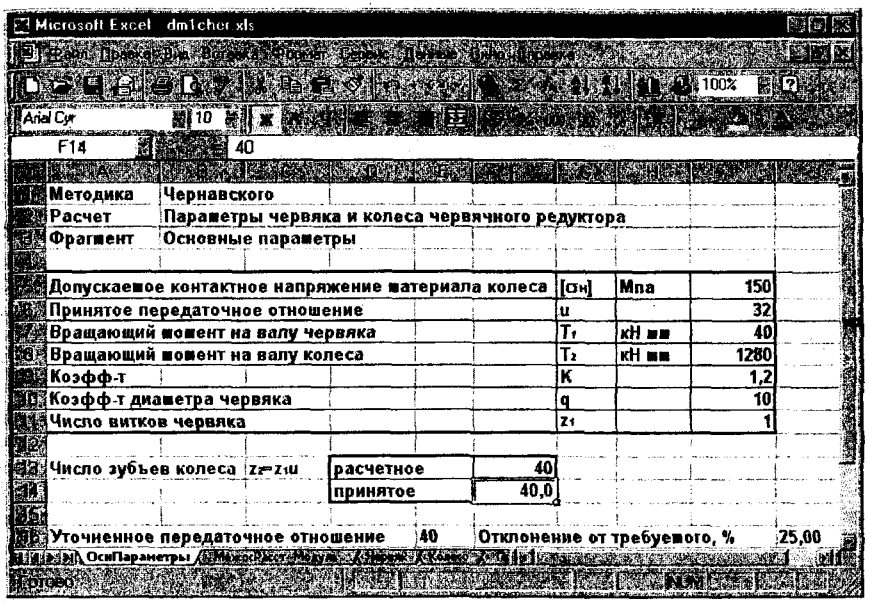


Рис. 3.17. Вид рабочего листа «ШиринаШкивов»

4 Червячные передачи

Для расчета параметров червячного редуктора загружаем файл **dm1cher.xls**, преходим на лист «ОснПараметры» (рис. 4.1).



Методика	Чернавского			
Расчет	Параметры червяка и колеса червячного редуктора			
Фрагмент	Основные параметры			
Допускаемое контактное напряжение материала колеса		[σн]	Мпа	150
Принятое передаточное отношение		u		32
Вращающий момент на валу червяка		T_1	кН мм	40
Вращающий момент на валу колеса		T_2	кН мм	1280
Коэфф-т		K		1,2
Коэфф-т диаметра червяка		q		10
Число витков червяка		z_1		1
Число зубьев колеса $z_2=z_1u$	расчетное	40		
	принятое	40,0		
Уточненное передаточное отношение	40	Отклонение от требуемого, %		25,00

Рис. 4.1. Вид рабочего листа «ОснПараметры»

На данном листе расчеты не проводятся.

Исходные данные для расчета:

- Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_н$, Мпа вводим в ячейку **I5**.
- *Принятое передаточное отношение* u вводим в ячейку **I6**.
- Вращающий момент на валу червяка T_1, кН*мм вводим в ячейку **I7**.
- Вращающий момент на валу колеса T_2, кН*мм вводим в ячейку **I8**.
- Коэффициент К вводим в ячейку **I9**.
- Коэффициент диаметра червяка q вводим в ячейку **I10**.
- Число витков червяка z_1 вводим в ячейку **I11**.
- Ближайшее значение по ГОСТ вводим в ячейку **F14**.

Для дальнейших расчетов нам потребуется значение числа зубьев колеса. Это значение рассчитывается в ячейке **F13** автоматически, в зависимости от заданных параметров.

Для расчета межосевого расстояния переходим на лист «МежосРасст_Модуль» (рис. 4.2).

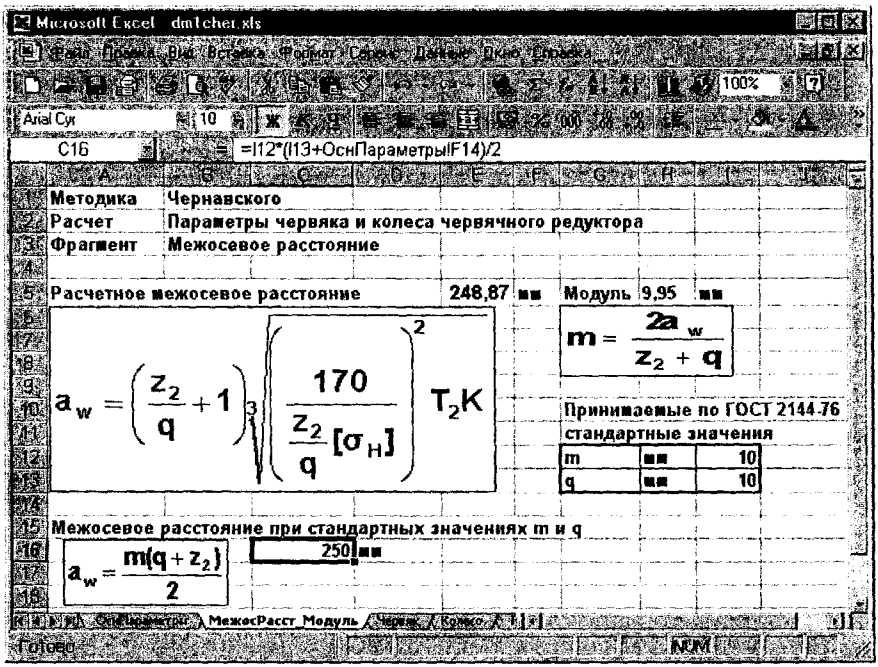


Рис. 4.2. Вид рабочего листа «МежосРасст_Модуль»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Расчетное межосевое расстояние a_w, мм.
- Расчетное значение модуля m.
- Межосевое расстояние при стандартных значениях m и q.

Исходные данные, требуемые для расчетов:

- Ближайшее стандартное значение модуля вводим в ячейку **I12**.
- Стандартное значение коэффициента q вводим в ячейку **I13**.

Формула для расчета расчетного межосевого расстояния a_w имеет следующий вид:

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q}[\sigma_H]}\right)^2 T_2 K}.$$

Значение расчетного межосевого расстояния a_w рассчитывается в ячейке **E5** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета расчетного значения модуля m имеет следующий вид:

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}.$$

Значение расчетного значения модуля m рассчитывается в ячейке **H5** автоматически, в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета межосевого расстояния при стандартных значениях m и q, имеет следующий вид:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

Значение межосевого расстояния при стандартных значениях m и q рассчитывается в ячейке **C16** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Необходимо отметить, что сочетание значений m и q должно быть предусмотрено стандартом.

Для расчетов геометрических размеров червяка переходим на лист «Червяк» (рис. 4.3.).

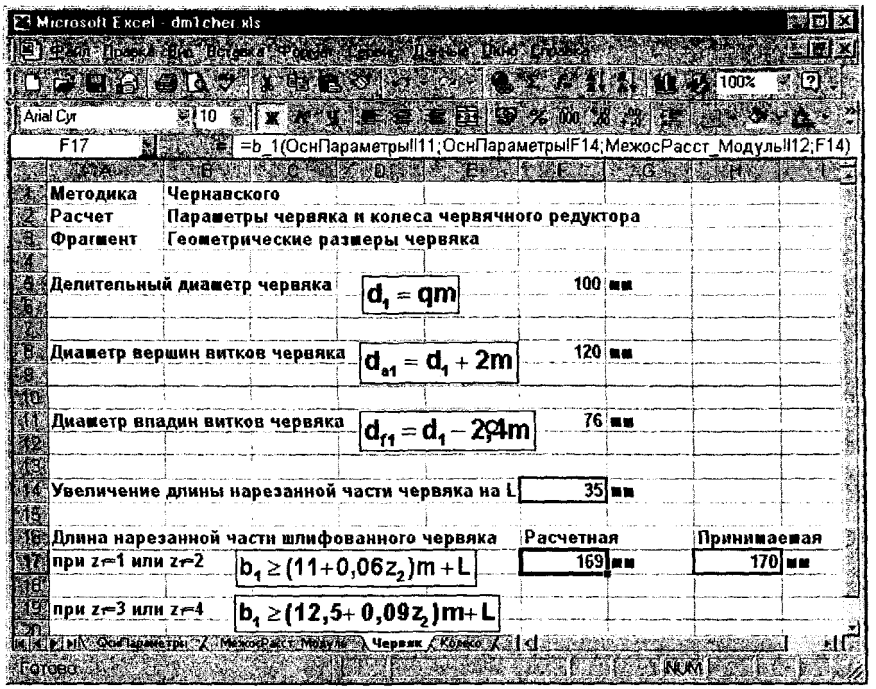


Рис. 4.3. Вид рабочего листа «Червяк»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Делительный диаметр червяка.
- Диаметра вершин витков червяка.
- Диаметр впадин витков червяка.
- Длина нарезанной части червяка.

Исходные данные для расчета:

- Принимаемую длину нарезанной части червяка ввести в ячейку **H17**.
- Длину, на которую необходимо увеличить длину нарезанной части червяка, вводим в ячейку **F14**.

Формула для расчета делительного диаметра червяка выглядит следующим образом:

$$d_1 = qm.$$

Значение делительного диаметра червяка рассчитывается в ячейке **F5** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета диаметра вершин витков червяка выглядит следующим образом:

$$d_{a1} = d_1 + 2m.$$

Значение диаметра вершин витков червяка рассчитывается в ячейке **F8** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета диаметра впадин витков червяка имеет следующий вид:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m.$$

Значение диаметра впадин витков червяка рассчитывается в ячейке **F11** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета длины нарезанной части червяка выглядит следующим образом:

при $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$

$$b_1 \geq (11 + 0{,}06z_2)m + L;$$

при $z_1 = 3$ или $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09z_2)m + L.$$

Значение длины нарезанной части червяка рассчитывается в ячейке **F17** автоматически, по исходным данным.

Для расчета геометрических размеров колеса переходим на лист «Колесо» (рис. 4.4).

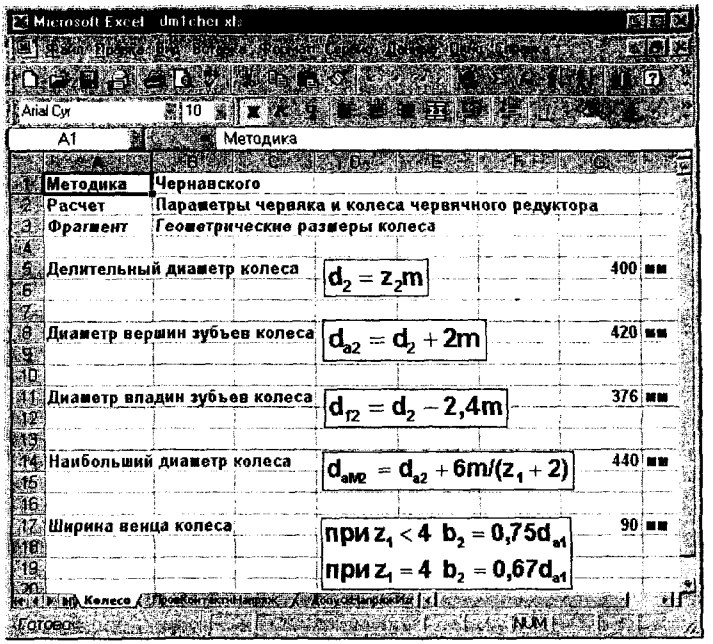


Рис. 4.4. Вид рабочего листа «Колесо»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Делительный диаметр колеса.
- Диаметр вершин зубьев колеса.
- Диаметр впадин зубьев.
- Наибольший диаметр колеса.
- Ширина венца колеса.

Исходные данные на этом листе не вводим. Они берутся автоматически с других листов.

Формула для расчета делительного диаметра колеса имеет следующий вид:

$$d_2 = z_2 m.$$

Значение делительного диаметра колеса рассчитывается в ячейке **G5** автоматически, в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета диаметра вершин зубьев колеса выглядит следующим образом:

$$d_{a2} = d_2 + 2m .$$

Значение диаметра вершин зубьев колеса рассчитывается в ячейке **G8** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета диаметра впадин зубьев колеса имеет следующий вид:

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}4m .$$

Значение диаметра впадин зубьев колеса рассчитывается в ячейке **G11** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета наибольшего диаметра колеса имеет следующий вид:

$$d_{aM2} = d_{a2} = 6m/(z_1 + 2) .$$

Значение наибольшего диаметра колеса рассчитывается в ячейке **G14** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета ширины венца колеса имеет следующий вид:

$$\text{при } z_1 < 4 \;\; b_2 = 0{,}75 d_{a1} ;$$
$$\text{при } z_1 = 4 \;\; b_2 = 0{,}67 d_{a1} .$$

Значение ширины венца колеса рассчитывается в ячейке **G17** автоматически в соответствии с исходными данными.

Для проверки контактных напряжений переходим на лист «ПровКонтактнНапряж» (рис. 4.5).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент неравномерности распределения нагрузки.
- Коэффициент нагрузки.
- Контактное напряжение.

Исходные данные для расчетов:

- Уточненное значение допустимого контактного напряжения вводим в ячейку **H5** (зависит от итоговой скорости скольжения).

- Введем значения коэффициентов:
  - $[\sigma_н]$ - динамичности – ячейка **H5**;
  - θ - деформации червяка – ячейка **H7**;
  - x - учета колебаний нагрузки – ячейка **H8**.

Формула для расчета коэффициента неравномерности распределения нагрузки выглядит следующим образом:

$$K = K_\beta K.$$

Значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки рассчитывается в ячейке **D10** автоматически по исходным параметрам.

Формула для расчета коэффициента нагрузки имеет следующий вид:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - x).$$

Значение коэффициента нагрузки рассчитывается в ячейке **J10** автоматически в зависимости от исходных параметров.

Формула для расчета контактного напряжения выглядит следующим образом:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2 / q}\sqrt{\frac{T_2 K (Z_2 / q + 1)}{a_W^3}}.$$

Значение контактного напряжения рассчитывается в ячейке **D15** автоматически по заданным параметрам.

Формула для проверки условия выглядит следующим образом:

$$\sigma_H \le [\sigma_H].$$

Результат проверки находится в ячейках **F18** и **G18** .

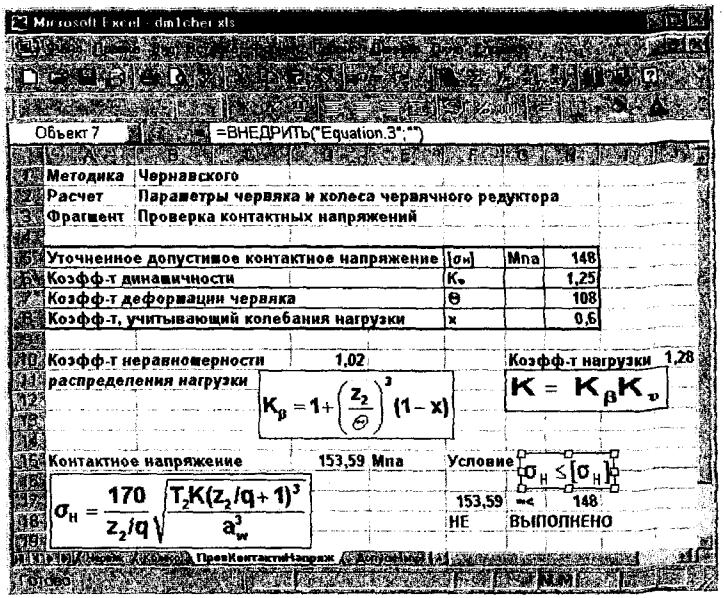


Рис. 4.5. Вид рабочего листа «ПровКонтактнНапряж»

Для расчета допустимого напряжения перейдем на лист «ДопускНапряжИзгиба» (рис. 4.6).

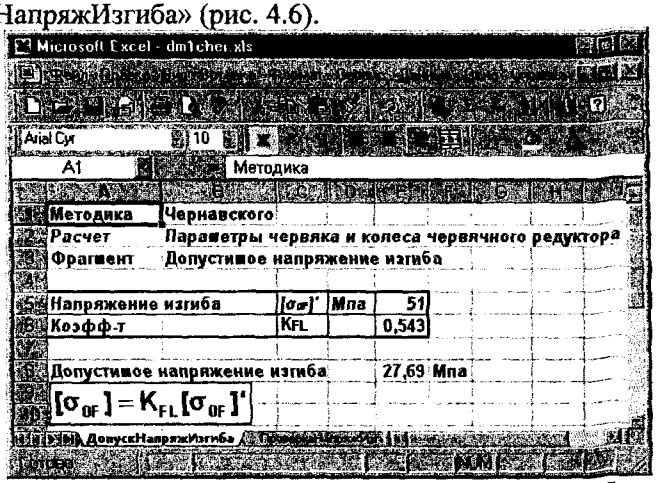


Рис. 4.6. Вид рабочего листа «ДопускНапряжИзгиба»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Допустимое напряжение изгиба.

Исходные данные для расчетов:

- Исходное напряжение изгиба вводим в ячейку **E5**.
- Коэффициент K_{FL} вводим в ячейку **E6**.

Формула для расчета допустимого напряжения изгиба имеет следующий вид:

$$[\sigma_{OF}] = K_{FL}[\sigma_{OF}]'.$$

Значение допустимого напряжения изгиба рассчитывается в ячейке **E8** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Для проверки по напряжениям изгиба прейти на лист «ПроверкаНапряжИзгиба» (рис. 4.7).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Значение коэффициента Y_F ввести ячейку **D5**.

Формула для расчета напряжения изгиба имеет следующий вид:

$$\sigma_F = \frac{1{,}2T_2KY_F}{Z_2b_2m^2} \le [\sigma_F].$$

Значение напряжения изгиба рассчитывается в ячейке **C7** автоматически по заданным параметрам.

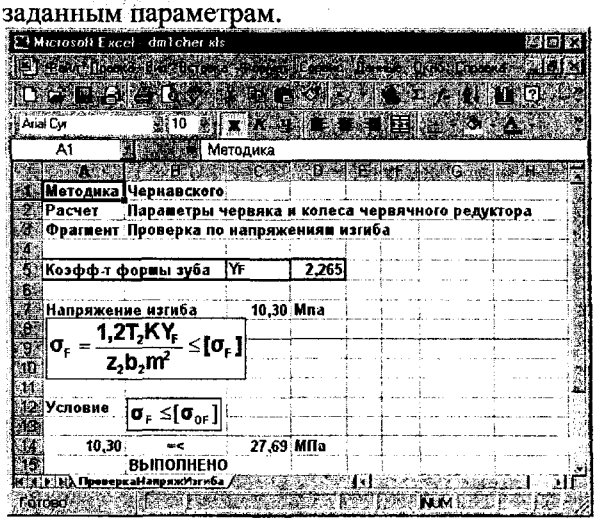


Рис. 4.7. Вид рабочего листа «ПроверкаНапряжИзгиба»

5 Цепные передачи

Для расчета параметров одно- и двухрядных цепных передач загружаем в Excel файл **dm1cepr.xls** и переходим на лист «ИсходнПараметры» (рис. 5.1).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Коэффициент $K_э$.
- Числа зубьев звёздочек Z_1 и Z_2.

Исходными данными для расчета являются:

- Передаваемая мощность P, кВт. Численное значение заносим в ячейку **G5**.
- Вращающий момент T_1, кН·мм. Численное значение записываем в ячейку **G6**.
- Значение передаточного отношения u заносим в ячейку **G7**.
- Частота вращения ведущей звездочки n_1, об/мин. Численное значение записываем в ячейку **G8**.
- Частота вращения ведомой звездочки n_2, об/мин. Численное значение записываем в ячейку **G9**.
- Количество рядов цепи m. Значение вводим в ячейку **G10**.
- Значения коэффициентов $k_Д$, $k_а$, $k_н$, $k_р$, $k_{см}$, $k_п$ заносятся в ячейки **B13, C13, D13, E13, F13, G13** соответственно.
- Допускаемое давление в шарнирах цепи [p], МПа. Численное значение этой величины заносится в ячейки **G22**.

Коэффициент $K_э$ вычисляется по формуле:

$$K_э = k_Д \cdot k_a \cdot k_н \cdot k_p \cdot k_{cm}.$$

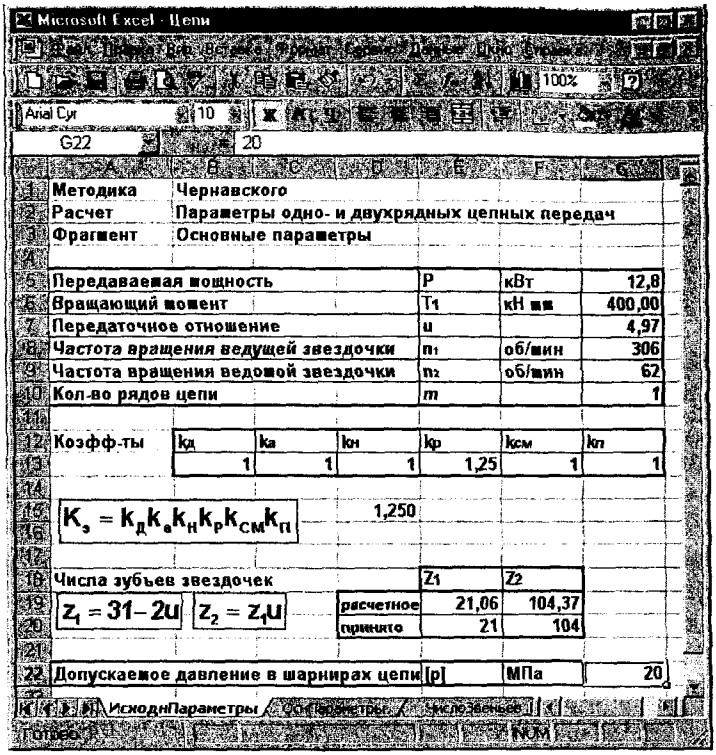
Значение коэффициента вычисляется автоматически в ячейке **D15** по исходным данным.

Числа зубьев звёздочек Z_1 и Z_2 рассчитываются по формулам:

$$z_1 = 31 - 2u,$$

$$z_2 = z_1 u.$$

Их результаты соответственно рассчитываются компьютером в ячейках **E19**, **F19**. Стандартные значения числа зубьев заносятся в ячейку **E20** для первой звездочки и в ячейку **F20** для второй. Именно эти стандартные значения будут участвовать в дальнейших расчетах.



Microsoft Excel - Цепи

G22 = 20

1	Методика	Чернавского					
2	Расчет	Параметры одно- и двухрядных цепных передач					
3	Фрагмент	Основные параметры					
4							
5	Передаваемая мощность				P	кВт	12,8
6	Вращающий момент				T1	кН мм	400,00
7	Передаточное отношение				u		4,97
8	Частота вращения ведущей звездочки				n1	об/мин	306
9	Частота вращения ведомой звездочки				n2	об/мин	62
10	Кол-во рядов цепи				m		1
11							
12	Коэфф-ты	kд	kа	kн	kр	kсм	kп
13		1	1	1	1,25	1	1
14							
15	$K_э = k_д k_а k_н k_р k_{см} k_п$			1,250			
16							
17							
18	Числа зубьев звездочек				Z1	Z2	
19	$z_1 = 31 - 2u$	$z_2 = z_1 u$		расчетное	21,06	104,37	
20				принято	21	104	
21							
22	Допускаемое давление в шарнирах цепи				[p]	МПа	20

Рис. 5.1. Лист «ИсходнПараметры»

После расчета числа зубьев переходим на лист «ОснПараметры» (рис. 5.2).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Расчетный шаг цепи t, мм.
- Скорость цепи v, м/с.
- Окружная сила F_t, Н.
- Расчетное давление в шарнирах p, МПа.

Исходные параметры заносятся в таблицу «Параметры избранной стандартной цепи»:

- Шаг t, мм. Его численное значение заносим в ячейку **G9**.
- Площадь опорной проекции шарнира $A_{оп}$, мм^2. Значение заносим в ячейку **G10**.

- Разрушающая нагрузка Q, кН. Численное значение заносим в ячейку **G11**.

- Масса q, кг/м. Численное значение заносим в ячейку **G12**.

Для вычисления расчетного шага цепи, используется формула:

$$t = 2{,}8\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{Z_1[p]m}}.$$

Численное значение расчетного шага цепи вычисляется автоматически в ячейке **F5** в соответствии с исходными данными.

Скорость цепи рассчитывается по формуле:

$$v = \frac{Z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Она вычисляется в ячейке **D14** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета окружной силы имеет вид:

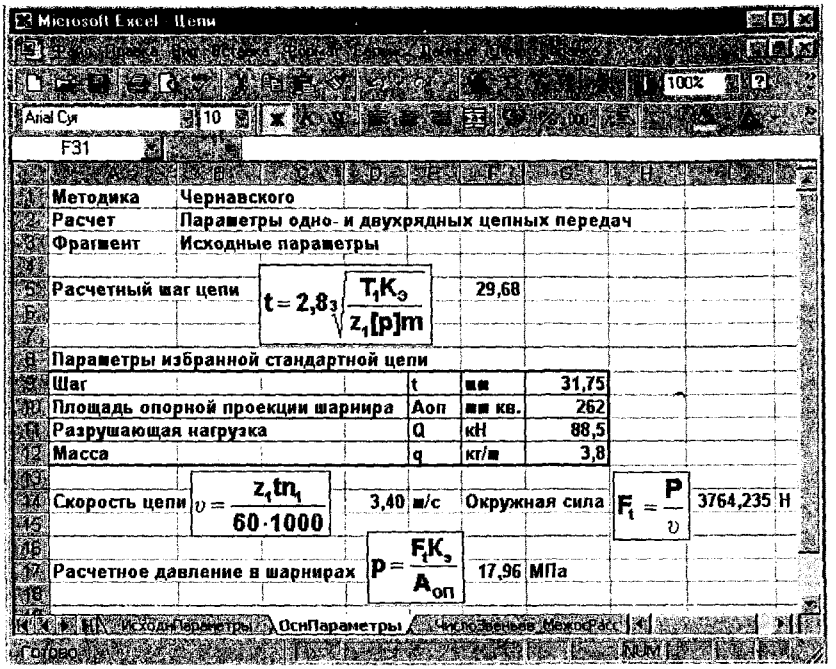
$$F_t = P / v.$$

Численное значение окружной силы вычисляется в ячейке **I14** автоматически по заданным параметрам.

Расчетное давление в шарнирах определяется по формуле:

$$p = \frac{F_t K_э}{A_{оп}}.$$

Численное значение вычисляется автоматически в ячейке **F17** согласно предыдущим расчетам.



Методика	Чернавского						
Расчет	Параметры одно- и двухрядных цепных передач						
Фрагмент	Исходные параметры						
Расчетный шаг цепи	$t = 2{,}8\sqrt[3]{\frac{T_1 K_э}{z_1 [p] m}}$		29,68				
Параметры избранной стандартной цепи							
Шаг		t	мм	31,75			
Площадь опорной проекции шарнира		Aоп	мм кв.	262			
Разрушающая нагрузка		Q	кН	88,5			
Масса		q	кг/м	3,8			
Скорость цепи	$\upsilon = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 1000}$	3,40	м/с	Окружная сила	$F_t = \frac{P}{\upsilon}$	3764,235	Н
Расчетное давление в шарнирах	$p = \frac{F_t K_э}{A_{оп}}$	17,96	МПа				

Рис. 5.2. Пример выполнения рабочего листа «ОснПараметры»

Для расчета числа звеньев цепи и межосевого расстояния переходим на рабочий лист «ЧислоЗвеньев_МежосРасст» (рис. 5.3).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Суммарное число зубьев звездочек Z_Σ.
- Поправка Δ.
- Число звеньев цепи L_t.
- Межосевое расстояние а, мм.
- Уменьшение межосевого расстояния, мм.
- Окончательное значение межосевого расстояния, мм.

Исходные данные для расчета:

- Принимаемое отношение межосевого расстояния к шагу a_t записываем в ячейку **I10**.
- Стандартное значение числа звеньев цепи заносим в ячейку **I13**.

Остальные, требуемые параметры берутся автоматически с предыдущих листов.

Суммарное число зубьев звездочек рассчитывается по формуле:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 .$$

Численное значение суммарного числа зубьев звёздочек записывается автоматически в ячейку **G5** в соответствии с исходными данными.

Формула для расчета поправки имеет следующий вид:

$$\Delta = (z_2 - z_1)/2\pi .$$

Численное значение поправки вычисляется автоматически в ячейке **D7** по заданным параметрам.

Число звеньев цепи вычисляется по формуле:

$$L_t = 2a_t + 0{,}5z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_t .$$

Численное значение числа звеньев цепи вычисляется компьютером в ячейке **G13** согласно исходным параметрам и результатам предыдущих вычислений.

Межосевое расстояние вычисляется по формуле:

$$a = 0{,}25t[L_t - 0{,}5Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0{,}5Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] .$$

Численное значение рассчитывается автоматически в ячейке **G15** в соответствии с расчетами проведенными ранее.

Уменьшение межосевого расстояния для обеспечения свободного провисания цепи (это 0,4% от межосевого расстояния) автоматически вычисляется в ячейке **G19** согласно предыдущим расчетам.

Окончательное значение межосевого расстояния рассчитывается автоматически в ячейке **G22** соответственно результатам расчетов, проведенных ранее.

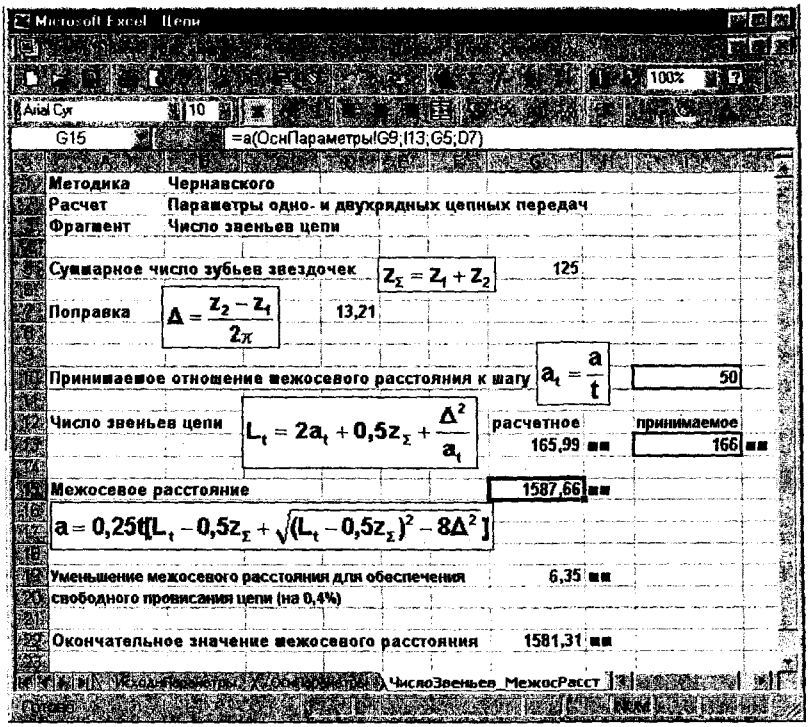


Рис. 5.3. Лист «ЧислоЗвеньев_МежосРасст»

Переходим на лист для расчета диаметров окружностей звёздочек – «Диаметры» (рис. 5.4).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Диаметры делительных окружностей звездочек $d_{Д1}$, $d_{Д2}$, мм.
- Диаметры наружных окружностей звёздочек D_{e1}, D_{e2}, мм.

Исходные данные для расчета:

- Диаметры ролика цепи d1, мм. Его величина заносим в ячейку **D5**.

Диаметры делительных окружностей звездочек рассчитываются по формулам:

$$d_{Д1} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{Z_1}}$$ - для ведущей,

$$d_{Д2} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{Z_2}}$$ - для ведомой.

Численные значения делительных диаметров окружностей автоматически по исходным данным вычисляются для ведущей и ведомой звездочек в ячейках **A9** и **F9** соответственно.

Диаметры наружных окружностей звёздочек рассчитываются по формулам:

$$D_{e1} = t\left(ctg\frac{180}{Z_1} + 0{,}70\right) - 031d_1$$ - для ведущей,

$$D_{e2} = t\left(ctg\frac{180}{Z_2} + 0{,}70\right) - 031d_2$$ - для ведомой.

Численные значения диаметров наружных окружностей звёздочек вычисляются автоматически по результатам вычислений проделанных ранее в ячейке **A16** для ведущей звёздочки и в ячейке **F16** для ведомой.

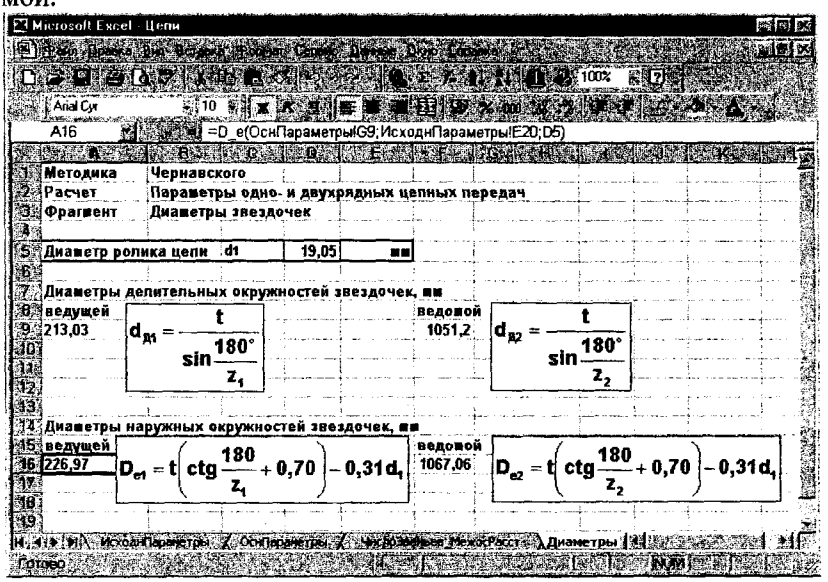


Рис. 5.4. Вид рабочего листа «Диаметры»

После расчета диаметров окружностей звёздочек переходим на лист «Силы» (рис 5.5).

Рабочий лист «Силы».

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Центробежная сила F_V, Н.
- Сила от провисания цепи F_f, Н.
- Расчетная нагрузка на валы F_B, Н.
- Коэффициент запаса прочности S.

Исходные данные для расчета:

- Коэффициент, учитывающий расположение цепи k_f. Вводим его в ячейку **G5**.

Формула для расчета центробежной силы:

$$F_v = qv^2 .$$

Численное значение центробежной силы рассчитывается автоматически в ячейке **F7** по заданным параметрам.

Сила от провисания цепи находится по формуле:

$$F_t = 9{,}8 k_f qa .$$

Численное значение силы от провисания цепи вычисляется в ячейке **F9** автоматически по исходным данным.

Расчетная нагрузка на валы рассчитывается по формуле:

$$F_B = F_t + 2F_f .$$

Численное значение расчетной нагрузки на валы вычисляется компьютером в ячейке **F12** по результатам предыдущих вычислений.

Заключительным этапом является вычисление расчетного коэффициента запаса прочности по формуле:

$$S = \frac{Q}{k_Д F_t + F_v + F_f} .$$

Численное значение расчетного коэффициента запаса прочности вычисляется автоматически по предыдущим расчетам в ячейке H15.

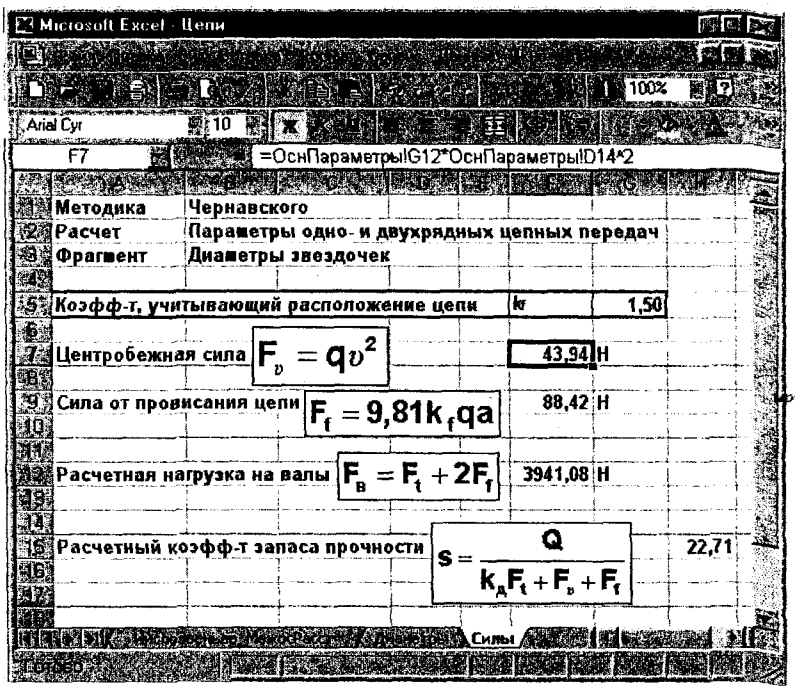


Рис. 5.5. Вид рабочего листа «Силы»

6 Передачи винт–гайка

Для расчета параметров передачи винт–гайка загружаем файл **vint4.xls** и переходим на лист «РасчетВинта» (рис. 6.1).

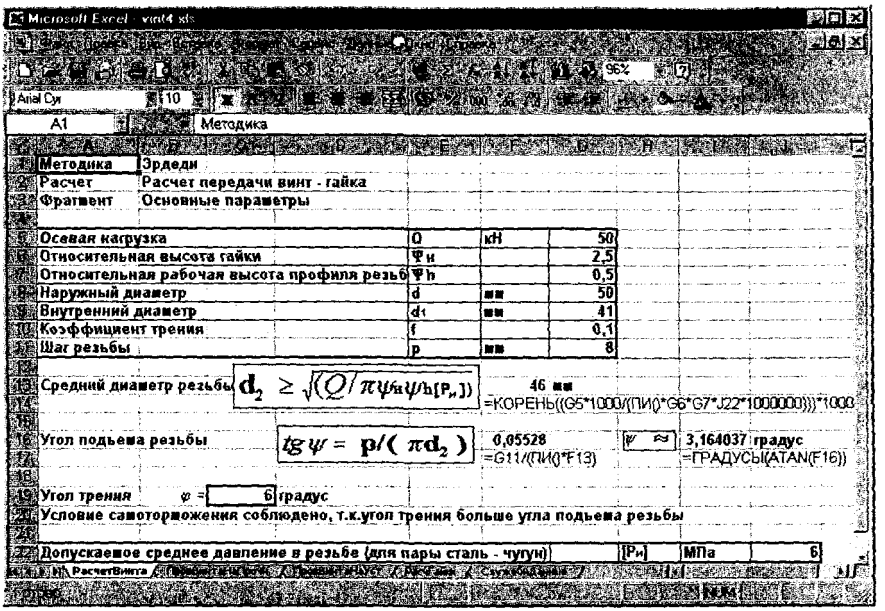


Рис. 6.1. Вид рабочего листа «РасчетВинта»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Средний диаметр резьбы d_2, мм.
- Угол подъема резьбы ψ, грудусы.

Исходные данные для расчета:

- Осевую нагрузку Q, кН вводим в ячейку **G5**.
- Относительную высоту гайки ψ_H вводим в ячейку **G6**.
- Относительную рабочую высоту профиля резьбы ψ_h вводим в ячейку **G7**.
- Наружный диаметр d, мм вводим в ячейку **G8**.
- Внутренний диаметр d_1, мм вводим в ячейку **G9**.
- Коэффициент трения f вводим в ячейку **G10**.
- Шаг резьбы **p**, мм вводим в ячейку **G11**.
- Угол трения вводим в ячейку **C19**.

- Допускаемое среднее давление в резьбе $[P_и]$ (для пары сталь - чугун), МПа вводим в ячейку **J22**.

Формула для расчета среднего диаметра резьбы d_2 имеет следующий вид:

$$d_2 \geq \sqrt{(Q / \pi \psi_н \psi_h [P_u])}.$$

Значение среднего диаметра резьбы d_2 рассчитывается в ячейке **F13** автоматически в соответствии с исходными параметрами.

Формула для расчета угла подъема резьбы выглядит следующим образом:

$$tg\psi = p/(\pi d_2).$$

Значение угла подъема резьбы рассчитывается в ячейке **I16** автоматически в соответствии с заданными параметрами.

В ячейке **A20** происходит проверка условия самоторможения.

Для проверки винта на прочность перейти на лист «ПровВинтаНаПрочн» (рис. 6.26).

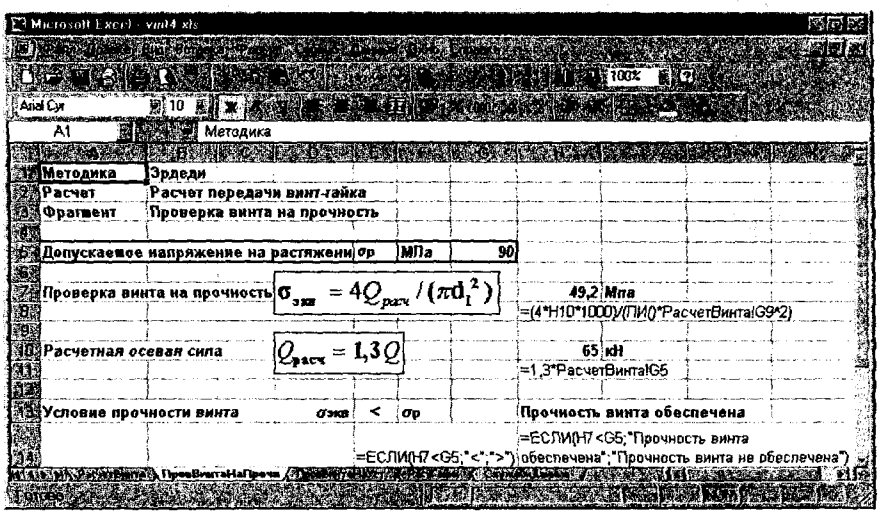


Рис. 6.2. Вид рабочего листа «ПровВинтаНаПрочн»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Проверка винта на прочность.
- Расчетная осевая сила.

Допускаемое напряжение на растяжение σ_p,мПа вводим в ячейку **G5**.

Формула для проверки винта на прочность имеет следующий вид:

$$\sigma_{ЭКВ} = 4Q_{расч} / (\pi d_1^2).$$

Значение проверки винта на прочность рассчитывается в ячейке **H7** автоматически.

Формула для вычисления расчетной осевой силы в кН имеет следующий вид:

$$Q_{РАСЧ} = 1{,}3Q.$$

Результат вычисления расчетной осевой силы рассчитывается в ячейке **H10** автоматически по заданным параметрам.

Прочность винта обеспечена, если условие прочности винта $\sigma_{экв} < \sigma_p$ выполнено.

Для проверки винта на прочность перейти на лист «РасчетВинта» (рис. 6.3).

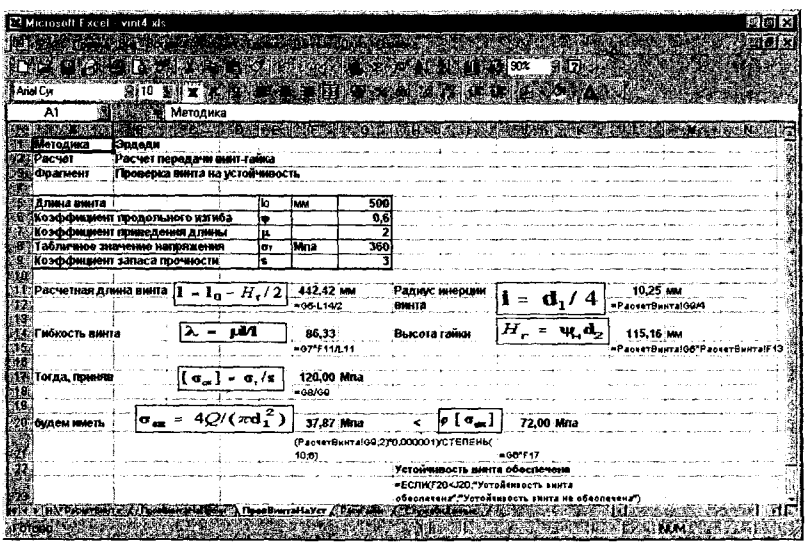


Рис. 6.3. Вид рабочего листа «ПровВинтаНаУст»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Расчетная длина винта l, мм.
- Радиус инерции винта i, мм.
- Гибкость винта λ.
- Напряжение сжатия $\sigma_{сж}$, Мпа.

Исходные данные для расчетов:

- Длину винта l_0, мм вводим в ячейку **G5**.
- Коэффициент продольного изгиба φ вводим в ячейку **G6**.
- Коэффициент приведения длины μ вводим в ячейку **G7**.
- Табличное значение напряжения σ_T, МПа вводим в ячейку **G8**.
- Коэффициент запаса прочности S вводим в ячейку **G9**.

Формула для вычисления расчетной длины винта имеет следующий вид:

$$l = l_0 - H_г / 2 .$$

Значение расчетной длины винта вычисляется в ячейке **F11** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета радиуса инерции винта **i** имеет следующий вид:

$$i = d_1 / 4 .$$

Значение радиуса инерции вычисляется в ячейке **L11** автоматически в соответствии с исходными параметрами.

Формула для вычисления гибкости винта имеет следующий вид:

$$\lambda = \mu l / i .$$

Значение гибкости винта вычисляется в ячейке **F14** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета высоты гайки имеет следующий вид:

$$H_Г = \psi_H d_2 .$$

Значение высоты гайки вычисляется в ячейке **L14** автоматически в зависимости от исходных параметров.

Формула для расчета $[\sigma_{сж}]$ имеет следующий вид:

$$[\sigma_{сж}] = \sigma_T / S .$$

Значение $[\sigma_{СЖ}]$ рассчитывается в ячейке **F17** автоматически по заданным параметрам.

Формула для расчета $\sigma_{СЖ}$ имеет следующий вид

$$\sigma_{СЖ} = 4Q/(\pi d_1^2).$$

Значение $\sigma_{СЖ}$ рассчитывается в ячейке **F20** автоматически по исходным данным.

В ячейке **H20** происходит проверка на устойчивость винта.

Для расчета гайки перейти на лист «РасчГайки» (рис. 6.4).

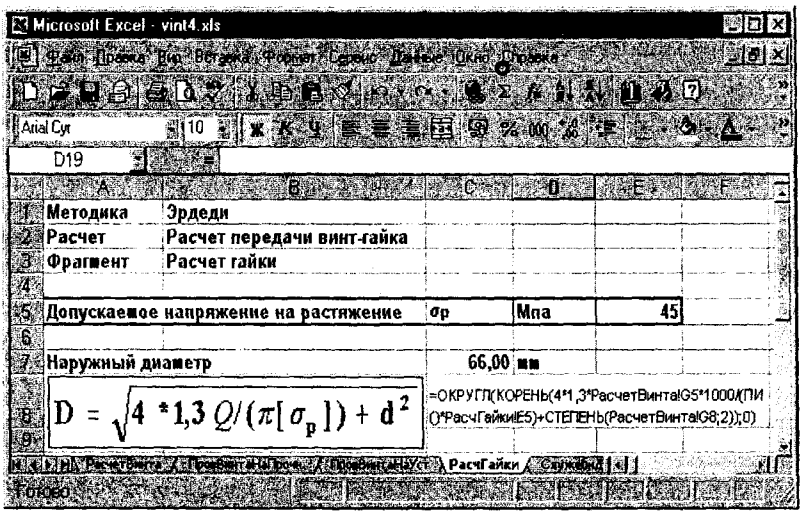


Рис. 6.4. Вид рабочего листа «РасчГайки»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Наружный диаметр D, мм.

Допускаемое напряжение на растяжение $\sigma_р$, мПа вводим в ячейку **E5**.

Формула для вычисления наружного диаметра D в мм имеет следующий вид:

$$D = \sqrt{4 \cdot 1{,}3Q/(\pi[\sigma_p]) + d^2}.$$

Значение наружного диаметра рассчитывается в ячейке **C7** автоматически в зависимости от исходных параметров.

7 Предварительный расчет валов и реакций опор

Расчет валов проводится с использованием файла **dm1val1.xls,** лист ввода данных представлен на рисунке 7.1 «ОснПараметры».

Исходными данными для расчета являются:

- Крутящий момент ведущего T_1 и ведомого T_2 валов, величины которых вводим в ячейки **F7** и **G7** соответственно.
- Допустимые напряжени $[\tau_K]$ для материалов валов вводим в ячейки **F8** и **G8**.

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Диаметр ведущего вала d_{B1}, мм.
- Диаметр ведомого вала d_{B2}, мм.

Вычисление диаметров производится по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_K]}}.$$

Численное значение диаметра ведущего вала вычисляется в ячейке **D11** автоматически по заданным параметрами, а численное значение диаметра ведомого вала - в ячейке **G11**.

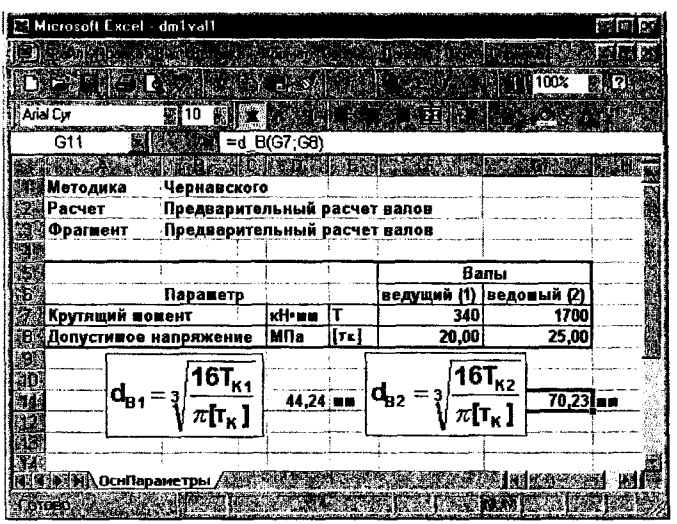


Рис. 7.1. Пример листа с расчетом валов

Расчет реакций опор проводится с использованием файла **mechanic.xls** (рис. 7.2).

Исходные данные для расчетов:

- Действующая сила F,Н, заносим в ячейку **I2**.
- Расстояние от центра балки до левой опоры L_1, м, заносим в ячейку **I3**.
- Расстояние от центра балки до правой опоры L_2, м, заносим ячейка **I4**.

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Реакция первой опоры N_1.
- Реакция второй опоры N_2.

Реакция первой опоры рассчитывается по формуле:

$$N_1 = \frac{F \cdot L_2}{L_1 + L_2}.$$

Численное значение реакции первой опоры вычисляется автоматически в ячейке **E6** в соответствии с исходными данными.

Для расчета реакции второй опоры используется формула:

$$N_2 = F - N_1.$$

Численное значение реакции второй опоры вычисляется автоматически в ячейке **G6** по исходным данным.

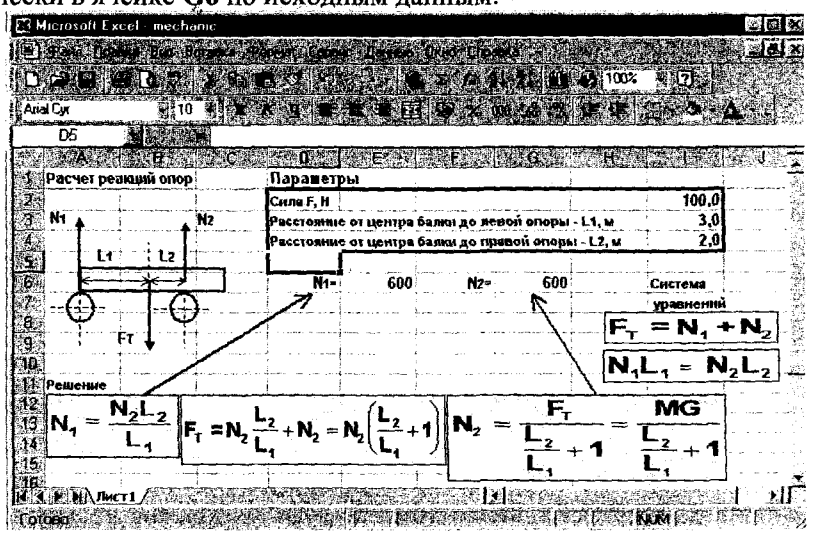
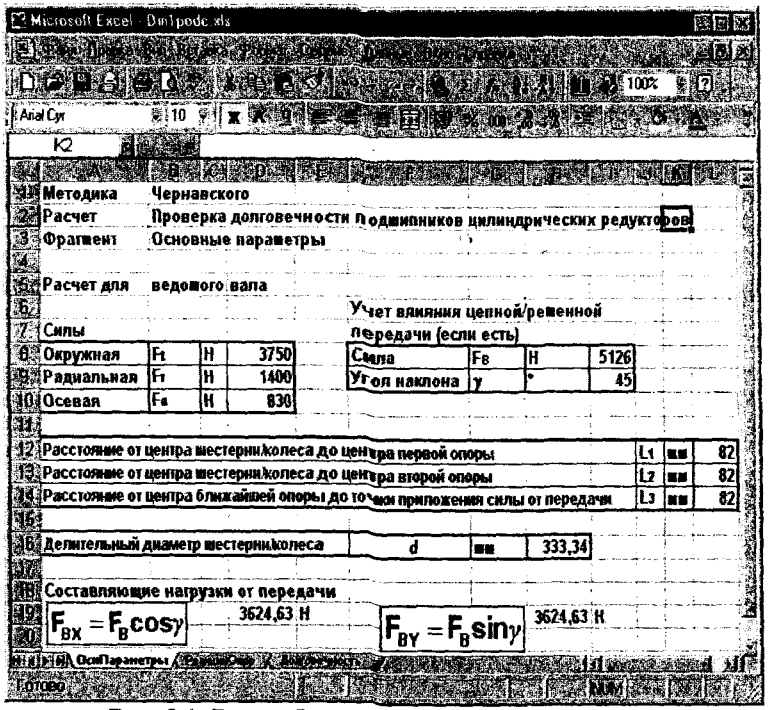


Рис. 7.2. Вид листа с расчетом реакции опор

8 Расчет подшипников качения

Для расчета параметров подшипников качения загружаем файл Dm1podc.xls и переходим на лист «ОснПараметры» (рис. 8.1).



Методика	Чернавского							
Расчет	Проверка долговечности подшипников цилиндрических редукторов							
Фрагмент	Основные параметры							
Расчет для	ведомого вала							
Силы				Учет влияния цепной/ременной передачи (если есть)				
Окружная	F_t	Н	3750	Сила	F_B	Н	5126	
Радиальная	F_r	Н	1400	Угол наклона	γ	°	45	
Осевая	F_a	Н	830					
Расстояние от центра шестерни/колеса до центра первой опоры						L_1	мм	82
Расстояние от центра шестерни/колеса до центра второй опоры						L_2	мм	82
Расстояние от центра ближайшей опоры до точки приложения силы от передачи						L_3	мм	82
Делительный диаметр шестерни/колеса				d	мм	333,34		
Составляющие нагрузки от передачи								
$F_{BX} = F_B \cos\gamma$			3624,63 Н	$F_{BY} = F_B \sin\gamma$		3624,63 Н		

Рис. 8.1. Вид рабочего листа «ОснПараметры»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Составляющая нагрузки от передачи F_{BX}.
- Составляющая нагрузки от передачи F_{BY}.

Исходные данные для расчетов:

- Окружную силу F_t, Н вести в ячейку **D8**.
- Радиальную силу F_r, Н ввести в ячейку **D9**.
- Осевую силу F_a, Н ввести в ячейку **D10**.
- Силу F_B, Н ввести в ячейку **I8**.
- Угол наклона γ в градусах ввести в ячейку **I9**.

- Расстояние от центра шестерни/колеса до центра первой опоры L_1, мм. Численное значение вводим в ячейку **L12**.

- Расстояние от центра шестерни/колеса до центра второй опоры L_2, мм. Численное значение вводим в ячейку **L13**.

- Расстояние от центра ближайшей опоры до точки приложения силы от передачи L3, мм вводим в ячейку **L14**.

- Делительный диаметр шестерни/колеса d, мм вводим в ячейку **H16**.

Формула для расчета составляющей нагрузки от передачи F_{BX} имеет следующий вид:

$$F_{BX} = F_B \cos\gamma .$$

Значение составляющей нагрузки от передачи F_{BX} рассчитывается в ячейке **D19** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета составляющей нагрузки от передачи F_{BY} имеет следующий вид:

$$F_{BY} = F_B \sin\gamma .$$

Значение составляющей нагрузки от передачи F_{BY} рассчитывается в ячейке **H19** автоматически по исходным данным.

Для расчета реакций опор переходим на лист «РеакцииОпор» (рис. 8.2)

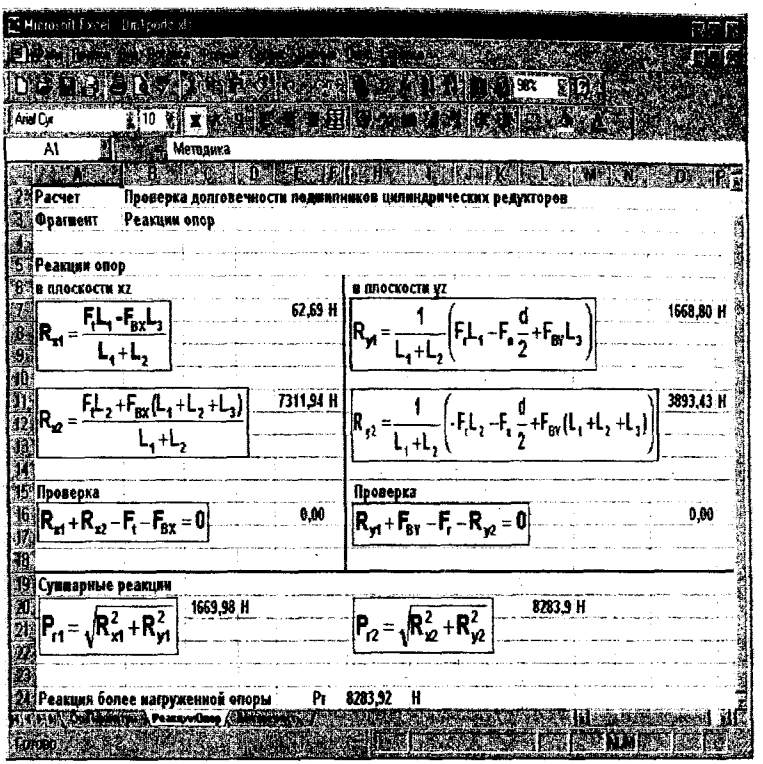


Рис. 8.2. Вид рабочего листа «РеакцииОпор»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Реакции опор R_{X1} и R_{X2} в плоскости XZ.
- Реакций опор R_{Y1} и R_{Y2} в плоскости YZ.
- Суммарные реакции P_{r1} и P_{r2}.

Формула для расчета реакций опор R_{X1} и R_{X2} в плоскости XZ имеет следующий вид:

$$R_{X1} = \frac{F_t L_1 - F_{BX} L_3}{L_1 + L_2},$$

и

$$R_{x2} = \frac{F_t L_2 + F_{BX}(L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2}.$$

Значения реакций опор R_{X1} и R_{X2} в плоскости XZ рассчитываются в ячейках **E7** и **E11** автоматически в зависимости от заданных параметров.

В ячейке **E16** автоматически происходит проверка по формуле:

$$R_{X1} + R_{X2} - F_t - F_{BX} = 0.$$

Формула для расчета реакций опор R_{Y1} и R_{Y2} в плоскости YZ имеет следующий вид:

$$R_{y1} = \frac{1}{L_1 + L_2}\left(F_r L_1 - F_a \frac{d}{2} + F_{BY} L_3\right),$$

и

$$R_{y2} = \frac{1}{L_1 + L_2}\left(-F_r L_2 - F_a \frac{d}{2} + F_{BY}\left(L_1 + L_2 + L_3\right)\right).$$

Значения реакций опор R_{X1} и R_{X2} в плоскости XZ рассчитываются в ячейках **O7** и **O11** автоматически в зависимости от заданных параметров.

В ячейке **O16** автоматически происходит проверка по формуле:

$$R_{y1} + F_{BY} - F_r - R_{y2} = 0.$$

Формула для вычисления суммарных реакций P_{r1} и P_{r2} имеет следующий вид.

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2},$$

и

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2}.$$

Значения суммарных реакций P_{r1} и P_{r2} рассчитываются в ячейках **C20** и **L20** автоматически по исходным данным.

В ячейке **F24** находится значение реакции более нагруженной опоры.

Долговечность подшипников цилиндрических редукторов рассчитывается на листе «Долговечность» (рис. 8.3).

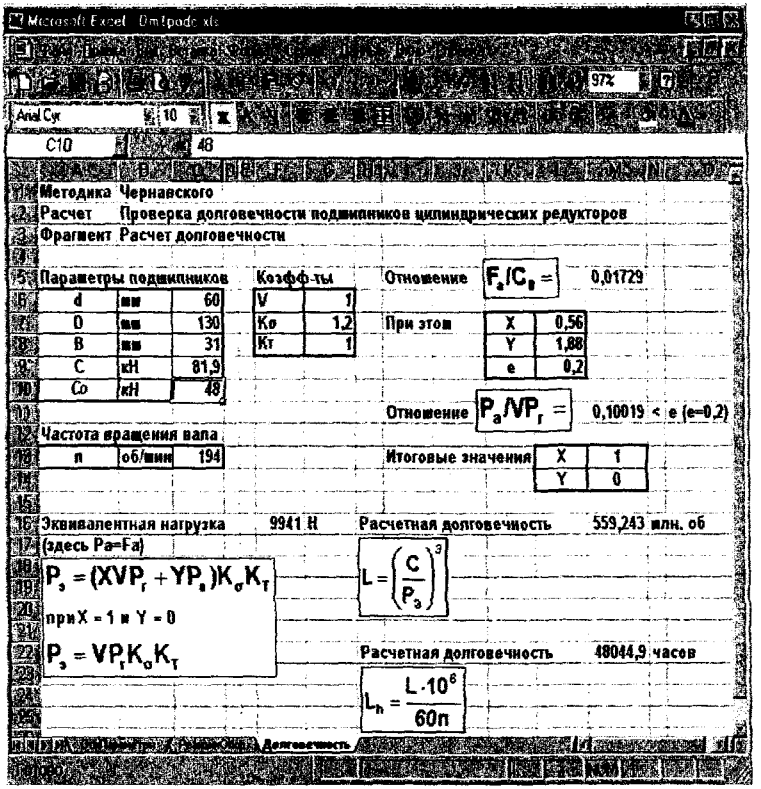


Рис. 8.3. Вид рабочего листа «Долговечность»

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Эквивалентная нагрузка $P_Э$, Н.
- Расчетная долговечность L, млн. об.
- Долговечность L_h, часов.

Исходные данные для расчетов:

Параметры подшипников:

- Внутренний диаметр d, мм вводим в ячейку С6.
- Внешний диаметр D, мм вводим в ячейку С7.
- Ширина В, мм вводим в ячейку **С8**.
- Каталожная динамическая грузоподъёмность С, кН вводим в ячейку **С9**.
- Статическая грузоподъёмность C_0, кН вводим в ячейку **С10**.

Коэффициенты:

- Учитывающий вращение колец V вводим в ячейку **G6**.
- Безопасности K_σ вводим в ячейку **G7**.
- Температурный K_T вводим в ячейку **G8**.
- Радиальной нагрузки X вводим в ячейки **L7**.
- Осевой нагрузки Y вводим в ячейки **L8**.
- е вводим в ячейки **L9**.
- Частоту вращения вала n, об/мин, вводим в ячейку **C13**.

Для дальнейших расчетов нам потребуется значение отношения F_a/C_0. Это значение рассчитывается в ячейке **M5** автоматически в зависимости от заданных параметров.

Для дальнейших расчетов нам так же потребуется значение отношения P_a/VP_r. Значение этого отношения рассчитывается в ячейке **M11** автоматически в зависимости от заданных параметров.

В ячейках **M13** и **M14** находятся итоговые значения X и Y.

Формула для расчета эквивалентной нагрузки (в данном случае $P_Э=F_a$) имеет следующий вид:

$$P_Э = (XVP_r + YP_a)K_\sigma K_T$$

при X=1 и Y=0,

$$P_Э = VP_r K_\sigma K_T .$$

Значение эквивалентной нагрузки $P_э$ рассчитывается автоматически в ячейке **F16** в зависимости от заданных параметров.

Формула для расчета расчетной долговечности в млн. об. имеет следующий вид:

$$L = \left(\frac{C}{P_Э}\right)^3 .$$

Значение расчетной долговечности рассчитывается в ячейке **M16** автоматически по исходным данным.

Формула для расчета долговечности (в часах) имеет следующий вид:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} .$$

Значение долговечности рассчитывается в ячейке **M22** автоматически в зависимости от заданных параметров.

9 Выбор муфт

Для расчёта предохранительной муфты загружаем файл **dmmufta.xls** и открываем лист «ОснПараметры» (рис. 9.1).

Вычисления на данном листе не производятся.

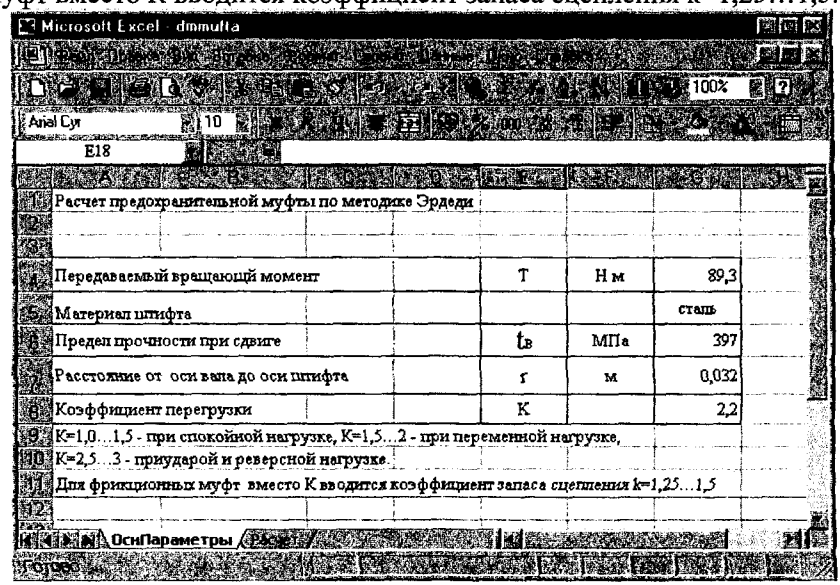
Исходные данные для расчета:

- Передаваемый вращающий момент T, Нм. Численное значение заносим в ячейку **G4**.
- Расстояние от оси вала до оси штифта r, м. Численное значение заносим в ячейку **G.**
- Предел прочности при сдвиге t_B, МПа . Численное значение заносим в ячейку **G6.**
- Коэффициент перегрузки K. Численное значение заносим в ячейку **G8.**

Примечание:

K=1,0…1,5 – при спокойной нагрузке, K=1,5…2- при переменной нагрузке,

K=2,5…3 – при ударной и реверсной нагрузке. Для фрикционных муфт вместо K вводится коэффициент запаса сцепления k=1,25…1,5.



Microsoft Excel - dmmufta

E18

Расчет предохранительной муфты по методике Эрдеди				
Передаваемый вращающий момент		T	Н м	89,3
Материал штифта				сталь
Предел прочности при сдвиге		t_B	МПа	397
Расстояние от оси вала до оси штифта		r	м	0,032
Коэффициент перегрузки		K		2,2
K=1,0…1,5 - при спокойной нагрузке, K=1,5…2 - при переменной нагрузке,				
K=2,5…3 - приударой и реверсной нагрузке.				
Для фрикционных муфт вместо K вводится коэффициент запаса сцепления k=1,25…1,5				

ОснПараметры

Рис. 9.1. Вид рабочего листа «ОснПараметры»

Далее переходим на лист «Расчет» (рис. 9.2).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Предельный вращающий момент $T_{ПР}$, Нм.
- Сила, срезающая штифт F, Н.
- Диаметр штифта $d_ш$, мм.

Исходные данные на этом листе не вводятся, а берутся автоматически с предыдущего листа.

Формула для расчёта предельного вращающего момента имеет следующий вид:

$$T_{ПР} = 1{,}25KT\ .$$

Значение предельного вращающего момента рассчитывается в ячейке **F3** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта силы, срезающей штифт, имеет следующий вид:

$$F = T_{ПР}/r\ .$$

Значение силы, срезающей штифт, рассчитывается в ячейке **F7** автоматически в соответствии с исходными данными.

Формула для расчёта диаметра штифта имеет следующий вид:

$$d_ш = \sqrt{4F/(\pi\tau_в)}\ .$$

Значение диаметра штифта рассчитывается в ячейке **H14** автоматически в соответствии с исходными данными.

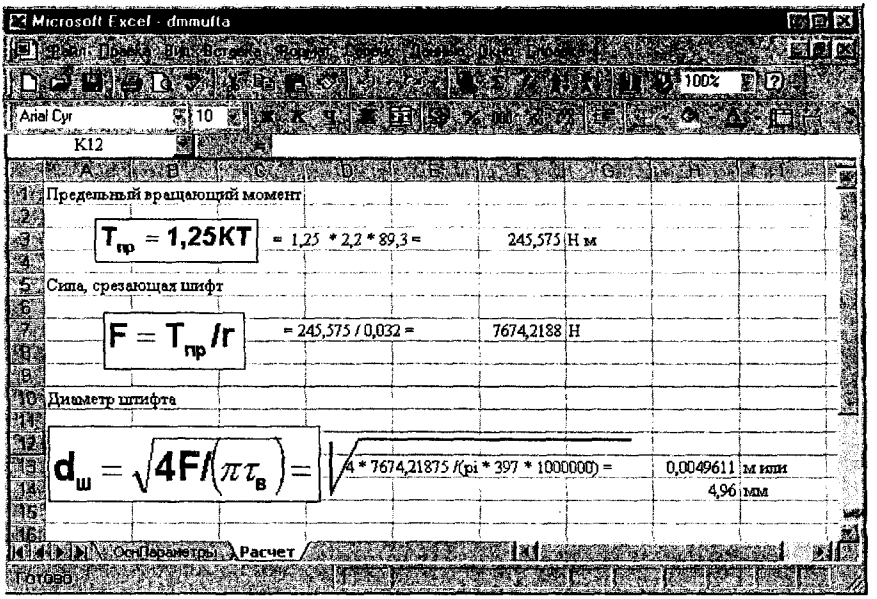


Рис. 9.2. Вид рабочего листа «Расчет»

10 Шпоночные соединения

Для расчета параметров шпоночного соединения запускаем файл **dm2shpon.xls** и переходим на лист «ОснПараметры» (рис. 10.1).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Допустимое напряжение смятия шпонки $\sigma_{см}$, МПа.
- Рабочая длина шпонки $L_р$, мм.

Исходными данными, чтобы рассчитать рабочую длину шпонки и допустимое напряжение смятия, являются:

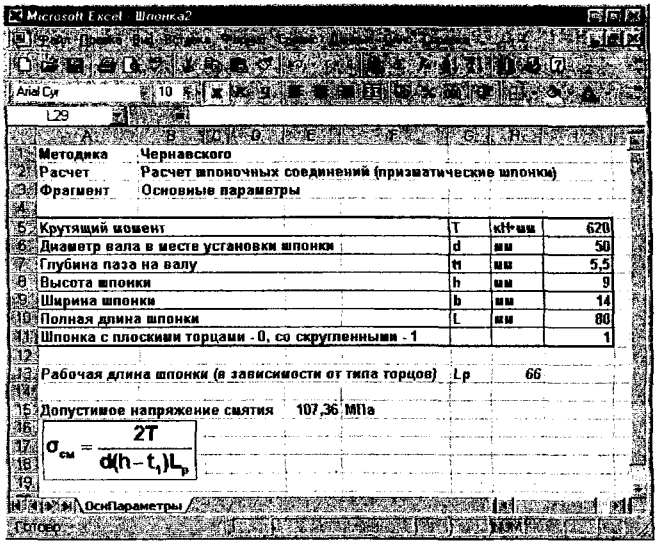
- Величина крутящего момента T, кН·мм. Численное значение вводим в ячейку **I5**.
- Величина диаметра вала в месте установки шпонки d, мм. Численное значение заносим в ячейку **I6**.
- Глубина паза на валу t_1, мм. Численное значение вводим в ячейку **I7**.
- В ячейку **I8** заносим высоту шпонки h, мм.
- Ширину шпонки b, мм вводим в ячейку **I9**.
- Полная длина шпонки L, мм. Численное значение вводим в ячейку **I10**.
- В ячейку **I11** в зависимости от вида торца шпонки вводим 0, если шпонка с плоскими торцами, и 1, если со скруглёнными.

Для расчета допустимого напряжения смятия шпонки используется формула:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h - t_1)L_p}.$$

Численное значение напряжения смятия вычисляется в ячейке **E15** автоматически в соответствии с исходными данными.

Рабочая длина шпонки выбирается автоматически в зависимости от вида торца шпонки. Результат выбора выводится в ячейку **H13**.



Microsoft Excel - Шпонка2

Методика	Чернавского			
Расчет	Расчет шпоночных соединений (призматические шпонки)			
Фрагмент	Основные параметры			
Крутящий момент		T	кН*мм	620
Диаметр вала в месте установки шпонки		d	мм	50
Глубина паза на валу		t_1	мм	5,5
Высота шпонки		h	мм	9
Ширина шпонки		b	мм	14
Полная длина шпонки		L	мм	80
Шпонка с плоскими торцами - 0, со скругленными - 1				1
Рабочая длина шпонки (в зависимости от типа торцов)		Lp	66	
Допустимое напряжение смятия	107,36 МПа			

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h - t_1)L_p}$$

Рис. 10.1. Пример выполнения расчета шпоночного соединения

11 Сварные соединения

Для расчета параметров сварных соединений открываем файл **svarka.xls** и переходим на лист «Расчет» (рис. 11.1).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Допускаемое напряжения среза $[\sigma]_p$, МПа.
- Расчетный предел прочности [τ''], МПа.
- Минимальная длина катета шва k, мм.

Исходные данные для расчета:

- В ячейку **H2** заносим значение диаметра d, мм, привариваемой трубы.
- Значение крутящего момента T, Н·м заносим в ячейку **H3**.
- Изгибающий момент M, Н·м заносим в ячейку **H4**.
- Предел текучести стали трубы σ_T, МПа. Численное значение вводим в ячейку **H5**.
- Коэффициент запаса прочности s запишем в ячейку **H6**.
- Коэффициент дополнительного напряжения при срезе v заносим в ячейку **H7**.

Расчетный предел прочности стали рассчитывается по формуле:

$$[\sigma]_p = \sigma_T / s .$$

Значение расчетного предела прочности вычисляется автоматически в ячейке **F11** по исходным данным.

Вычисление допускаемого напряжения среза производится по формуле:

$$[\tau''] = [\sigma]_p \cdot \nu .$$

Численное значение допускаемого напряжения среза вычисляется автоматически в ячейке **F14** по исходным данным.

Формула для расчета минимальной длины катета шва имеет вид:

$$k \geq \frac{1}{[\tau_T]} \sqrt{\frac{(2T)^2 + (4M)^2}{(0{,}7d^2\pi)^2}} .$$

Численное значение длины катета шва вычисляется в ячейке **F17** автоматически по результатам предыдущих расчетов. Перевод результата в миллиметры производится в ячейке **F18** компьютером.

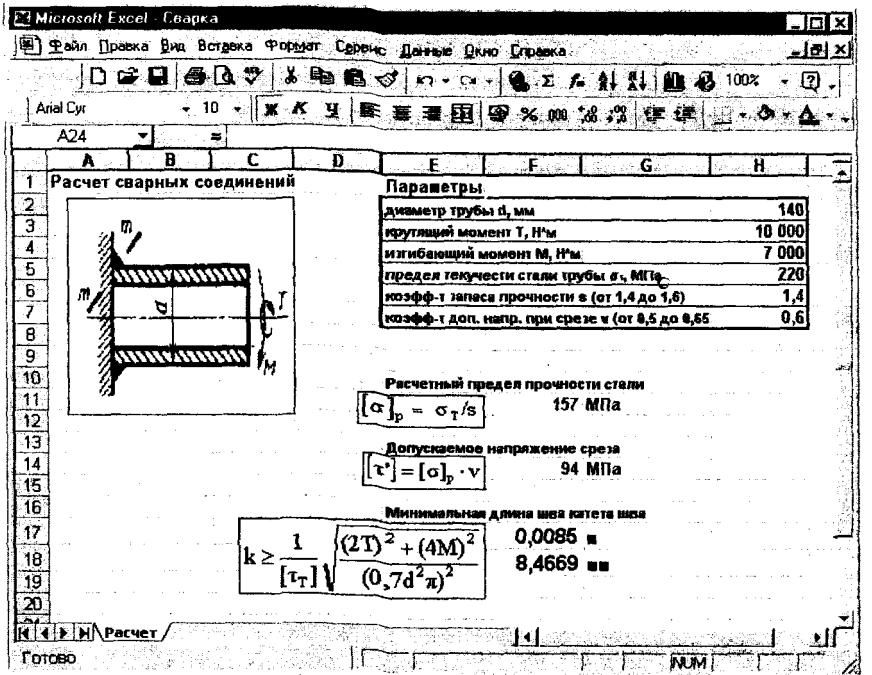


Рис. 11.1. Пример рабочего листа с расчетом сварных соединений

12 Заклепочные соединения

Для расчета характеристик клёпаных соединений открываем файл **zaklepka.xls** и переходим на лист «Расчет» (рис. 12.1).

Параметры, рассчитываемые на данном листе:

- Срез заклепок по сечению 1-1 под действием касательных напряжений T_p, МПа.
- Срез отверстий соединяемых деталей и заклепок под действием напряжений смятия $\sigma_{см}$, МПа.
- Разрыв соединяемой детали по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки σ_T, МПа.

Исходными данными для расчета являются:

- Сила F, кН. Численное значение вводим в ячейку **H2**.
- Число плоскостей среза I. Численное значение заносим в ячейку **H3**.
- Число заклёпок Z. Значение записываем в ячейку **H4**.
- Диаметр заклёпок D, мм. Численное значение заносим в ячейку **H5**.
- Меньшая из толщин листов L_{min}, мм. Численное значение заносим в ячейку **H6**.
- Расстояние между центрами заклёпок P, мм. Его численное значение записываем в ячейку **H7**.
- Расстояние от центра заклёпки до края E, мм. Его численное значение заносим в ячейку **H8.**

Для подстановки в формулу требуется перевести значения величин (диаметр заклёпок, меньшую из толщин листов, расстояние между центрами заклёпок, расстояние от центра заклёпки до края) в метры. Этот перевод производится автоматически в ячейках **I5, I6, I7, I8.**

Для вычисления среза заклепок по сечению 1-1 под действием касательных напряжений используется формула:

$$T_p = \frac{4F}{zi\pi D^2}.$$

Численное значение среза заклепок по сечению 1-1 под действием касательных напряжений вычисляется автоматически в ячейке **G11** по исходным данным.

Срез отверстий соединяемых деталей и заклепок под действием напряжений смятия вычисляется по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{zDL_{\min}}.$$

Численное значение среза отверстий соединяемых деталей и заклепок рассчитывается автоматически в ячейке **G17** по заданным параметрам.

Разрыв соединяемой детали по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки, рассчитывается по формуле:

$$\sigma_T = \frac{F}{z(P-D)L_{\min}}.$$

Численное значение разрыва соединяемой детали по сечению вычисляется в ячейке **G22** автоматически в соответствии с исходными данными.

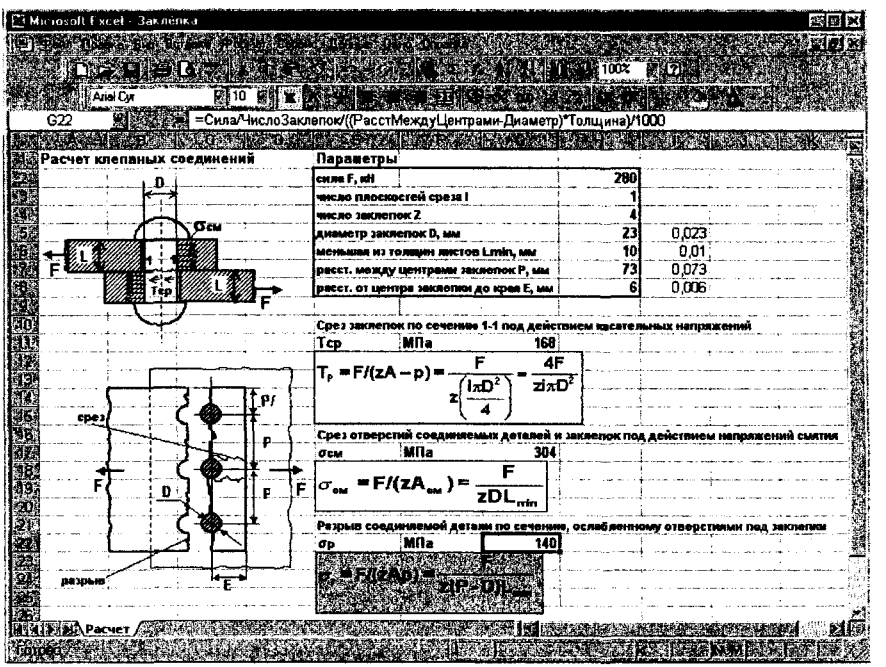


Рис. 12.1. Пример листа по расчету клёпаных соединений

13 Картотека заданий

Таблица 13.1

Прямозубые цилиндрические зубчатые колеса

	Параметр Обозначение Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Крутящий момент на колесе, T_2 [н·м]	10	25	50	75	100	200	300	500	750	1000
2	Частота вращения колеса, n_2 [об/мин]	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
3	Передаточное отношение, u	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7

Таблица 13.2

Косозубые цилиндрические зубчатые колёса

	Параметр Обозначение Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Крутящий момент на колесе, T_2 [н·м]	10	25	50	75	100	200	300	500	750	1000
2	Частота вращения колеса, n_2 [об/мин]	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
3	Передаточное отношение, u	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
4	Угол наклона зуба, β [град]	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

Таблица 13.3

Конические зубчатые колёса

	Параметр Обозначение Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Крутящий момент на колесе, T_2 [н·м]	10	25	50	75	100	200	300	500	750	1000
2	Частота вращения колеса, n_2 [об/мин]	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
3	Передаточное отношение, u	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5
4	Угол наклона зуба, β [град]		10		15		17		20		19

Таблица 13.4

Цепные передачи

	Параметр Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Момент на ведущей звездочке, Н*м	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
2	Обороты ведущей звездочки, об/мин	750	700	650	600	550	500	450	400	350	300
3	Передаточное отношение	5	4,5	4	3,5	3,1	2,8	2,5	2,2	2	1,8
4	Рядность цепи	1	1	1	2	1	2	1	2	1	2
5	Межос. расстояние, мм	200	225	250	280	315	355	400	450	500	600

Таблица 13.5

Передача винт-гайка

	Параметр Размерность		Вариант									
			1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	диа-метр	наружный, мм	10	12	14	16	18	20	22	24	30	36
2		внутренний, мм	8,376	10,105	11,835	13,835	15,294	17,291	19,294	20,752	26,211	31,67
3	Шаг резьбы винта, мм		1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3,2	4
4	Высота гайки, мм		8	10	11	12	15	16	18	19	24	29
5	Частота вращения, об/мин		120	110	100	90	80	70	60	50	40	30

Таблица 13.6

Червячные передачи

	Параметр Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Момент на выходе, Н*м	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150
2	Обороты на выходе, об/мин	120	110	100	90	80	70	60	50	40	30
3	Передаточное отношение	45	42	40	37	35	32	30	28	25	20
4	Коэффициент диаметра, мм	6,3	8	10	6,3	8	10	16	8	16	10
5	Коэффициент ширины венца	0,2	0,3	0,4	0,5	0,3	0,4	0,2	0,3	0,4	0,5

Таблица 13.7

Предварительный расчет валов

	Параметр Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Крутящий момент T, Н·м	50	100	150	200	250	300	400	500	600	700

Таблица 13.8

Подшипники качения

	Параметр Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Внешний диаметр, мм	52	62	72	85	40	80	140	72	68	47
2	Внутренний диаметр, мм	25	30	30	45	20	50	80	35	40	20
3	Радиальная сила, кН	5	-	3,5	-	-	30	50	-	20	3
4	Частота вр., об/мин·10^3	2	1,5	1	0,8	1,5	0,9	0,7	0,8	1	2
5	Осевая сила, кН	-	1,8	1,6	5	7	-	9	10	-	11
6	Коэффициент динамичности	1,15	1,12	1,2	1,3	1,2	1,1	1,4	1,5	1,4	1,2

Таблица 13.9

Шпоночные соединения

	Параметр Обозначение Размерность	Вариант									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
1	Диаметр вала [мм]	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70
2	Момент вращения [Н·м]	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80

Литература

1. Дубина А. Г. Машиностроительные расчеты в среде Excel 97/2000. – СПб.:БХВ – Санкт-Петербург, 2000.

2. Савин Л. А., Соломин О. В.: Автоматизированный расчет механических передач. Учебное пособие – Орёл: ОрёлГТУ, 2001.

3. Курсовое проектирование деталей машин. Под редакцией Чернавского С. А. – М.: Машиностроение, 1988.

4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1990.

5. Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А. Техническая механика. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991.

6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.

7. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1998.

8. Куклин Н. Г. Детали машин. – С.-П.: Илекса, 1999.

9. Уэллс Э., Хешбаргер С. Microsoft Excel 97. Разработка приложений. – С.-П. : BHV, 1999.

10. Рейзнер Т. Microsoft Excel 2000. - С.-П.: Вильямс, 2000.

Учебное пособие

Савин Леонид Алексеевич

Соломин Олег Вячеславович

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН
В СИСТЕМЕ *EXCEL*

Редактор В.Л. Моисеева
Технический редактор Т.П. Прокудина

Орловский государственный технический университет
Лицензия № 00670 от 05.01.2000

Подписано к печати 18.01.2002 г. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Уч.-изд. 8,0. Усл. печ. л 8,0. Тираж 100 экз.
Заказ №

Отпечатано с готового оригинал-макета
на полиграфической базе ОрелГТУ,
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.