

УДК 629.113

А. П. Недялков, кандидат технических наук, Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», Москва

А. Н. Блохин, кандидат технических наук, доцент, Автомобильный институт Нижегородского государственного технического университета имени Р. Е. Алексеева

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ НА БАЗЕ АНАЛИЗА СИЛОВЫХ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ, КИНЕМАТИЧЕСКИХ И НАГРУЗОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ*

С целью прогнозирования долговечности коробок передач предлагается использовать показатели изгибной и контактной несущих способностей шестерен этих коробок передач. Приведены формулы для расчета показателей несущей способности и раскрывается физический смысл этих показателей. Представлены исходные данные и результаты определения показателей несущей способности шестерен перспективной 16-ступенчатой коробки передач «КОМ-НАМИ» в сравнении с аналогичными показателями коробок передач известных зарубежных фирм.

Ключевые слова: многоступенчатая коробка передач, долговечность шестерен, изгибная и контактная несущая способность, демультипликатор.

В настоящее время для большинства грузовых автомобилей и тягачей автопоездов производства зарубежных фирм широко применяются многоступенчатые коробки передач, использование которых позволяет обеспечить высокие тягово-скоростные качества, снизить расход топлива и повысить экологические свойства. За 15 лет крутящие моменты двигателей на автопоездах и тяжелых самосвалах возросли с 1200–1400 Н·м до 1800–2700 Н·м [1, 2, 3], а требования по ресурсу для коробок передач автопоездов возросли практически на порядок. Создание гарантированно надежного, долговечного агрегата требует весьма большого объема экспериментальных работ, связанных с предельной оптимизацией каждого из элементов коробки передач.

Требования к обеспечению надлежащего ресурса по долговечности шестерен являются более жесткими по отношению к подшипникам, вследствие чего решение проблемы обеспечения надлежащей долговечности каждой шестерни коробки передач требует более обоснованного и аргументированного подхода при выборе основных параметров, принимая во внимание весьма широкий спектр условий эксплуатации и назначения автотранспортных средств. В соответствии с этим была разработана специальная методика для оценки сравнительной несущей способности шестерен, которая дает возможность быстрого и объективного прогнозирования по ожидаемой долговечности, как каждой пары шестерен, так и всего агрегата.

Аналитическая зависимость для передач с внешним зацеплением по определению показателя изгибной несущей способности, полученная авторами [3, 4] на основе зависимостей напряжений изгиба зубьев [6, 7], имеет следующий вид:

$$H_{из} = \frac{A^2 b n \sqrt[6]{I_{ш}}}{M(I+1)\sqrt[6]{n}}, \quad (1)$$

где $H_{из}$ – показатель несущей способности по изгибу, мм³/Н·м.

Такая же зависимость для расчета показателя контактной несущей способности шестерен получена авторами [3, 4] на основе зависимостей для контактных напряжений зубьев [6, 7]:

$$H_{к} = \frac{A^2 b n \sqrt[3]{I_{ш}}}{M(I+1)^3 \sqrt[3]{n}}, \quad (2)$$

где $H_{к}$ – показатель контактной несущей способности, мм³/Н·м; A – межосевое расстояние, мм; b – ширина зубчатого венца шестерни, мм; M – крутящий момент шестерни, Н·м; n – число промежуточных валов; I – передаточное число расчетной пары (при расчете показателя контактной несущей способности при $I > 1$ в формулу (2) подставляется $I = 1$); $I_{ш}$ – передаточное число от входного вала до шестерни.

В формуле (1) на основе более чем шестидесятилетнего опыта по созданию механических многоступенчатых коробок передач в НАМИ [6] и с учетом

того, что в коробках передач автомобилей зубья шлифуют (в том числе и переходную поверхность зуба), принят показатель степени кривой усталости, равный 6 [7, табл. 13].

Расчетные зависимости (1) и (2) учитывают геометрические (A и b), силовые (M), кинематические (I) и циклические факторы (число нагружений за один оборот, n) работы.

Относительное увеличение или уменьшение долговечности (относительная, сравнительная долговечность) по отношению к сравниваемому аналогу (той или иной пары шестерен или целиком редуктора) будет определяться:

– для несущей способности по изгибу как

$$D_{из} = \left(\frac{H_{из}}{H_{из.анал}} \right)^6, \quad (3)$$

где $H_{из.анал}$ – значение показателя несущей способности по изгибу для сравниваемого аналога;

– для контактной несущей способности как

$$D_{из} = \left(\frac{H_{к}}{H_{к.анал}} \right)^3, \quad (4)$$

где $H_{к.анал}$ – значение показателя контактной несущей способности для сравниваемого аналога.

Оценка по сравнительной несущей способности и сравнительной долговечности дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, в частности в сторону его повышения или при корректировке каких-либо параметров коробки передач, например изменению передаточных чисел. Простота изложенного метода сравнительной оценки по несущей способности или относительной долговечности заключается в том, что максимально быстро, без необходимости закупки агрегатов и геометрической расшифровки их параметров, имея только графическое изображение агрегата и кинематические параметры, можно получить достоверное представление о новом агрегате, поступившем на рынок, или агрегате, широко используемом в автомобильном парке той или иной страны. Позитивным фактором показателей несущей способности является то, что они включают в себя число нагружений за один оборот шестерни или зубчатого колеса (циклический фактор), равное числу промежуточных валов n коробки передач, что не учитывается при оценке по изгибной или контактной напряженности в классическом виде [6, 7].

Авторами [3, 4] получены аналитические расчетные зависимости показателей несущей способности для планетарного механизма:

$$H_{из} = \frac{2\rho A^2 b \sqrt[6]{\frac{I_{ш} I_n (I_n - 2)}{2(I_n - 1)}}}{M I_n}, \quad (5)$$

$$H_{к} = \frac{4\rho A^2 b (I_n - 2)}{M I_n^3} \sqrt[3]{\frac{I_{ш} I_n}{p(I_n - 1)}}, \quad (6)$$

где p – число сателлитов; I_n – передаточное число планетарного механизма; $I_{ш}$ – передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне; M – крутящий момент на солнечной шестерни, Н · м; A – межосевое расстояние планетарного ряда; b – ширина солнечной шестерни или сателлита.

Аналитические зависимости (1)–(6) позволяют достаточно быстро сравнить несущие способности коробок передач, выполненных по различным кинематическим схемам, например, коробки передач с двумя или тремя промежуточными валами (коробки передач фирм «Итон», «Спэйсер», «Мак»), с коробками передач, имеющими трехвальный основной редуктор, в том числе со встроенным делителем в сочетании с задним планетарным демультипликатором (коробки передач фирм «Цанрад Фабрик», «Мерседес-Бенц», «Вольво», «Рено», ЯМЗ и т. д.) и на основе только конструктивных особенностей (при прочих равных условиях) дать оценку их сравнительной долговечности [4, 5].

В период 1999–2003 гг. в НАМИ был выполнен полный комплекс работ НИР и ОКР, в результате которых создана 16-ступенчатая синхронизированная коробка передач «КОМ-НАМИ» для большегрузных автомобилей и автопоездов с крутящим моментом до 2200 Н · м, экспериментальные образцы которой изготовлены на заводе группы компаний «КОМ» (рис. 1) [1, 2, 3].

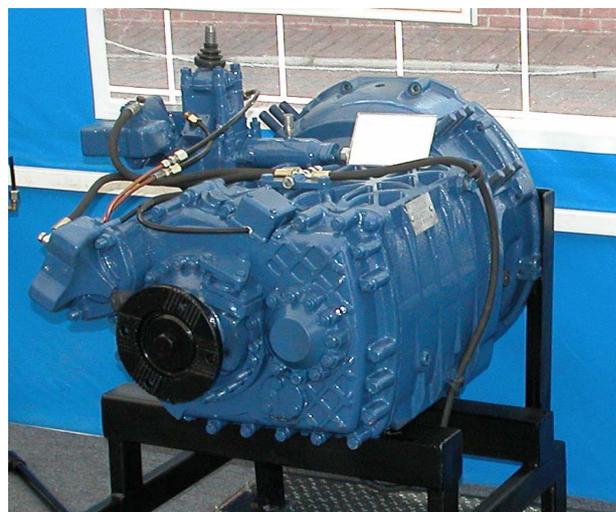


Рис. 1. Экспериментальный образец коробки передач «КОМ-НАМИ» TM16-2000

В табл. 1–4 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач TM16-2000 (рис. 2), кинематическая схема которой представлена на рис. 3. Коробка передач TM16-2000 имеет межосевое расстояние $A_w = 170$ мм, входной момент $M = 2200$ Н · м, диапазон коробки передач $d = 17,04$, осевой габарит по торцам картера коробки передач $L = 570$ мм, демультипликатор планетарного типа с межосевым расстоянием $A_w = 80$ мм, числом сателлитов $p = 5$ и передаточным числом планетарной передачи $i = 4,46$ [2, 3].

Таблица 1. Передаточные числа I_k коробки передач ТМ16-2000

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I_k	13,77	11,13	9,68	7,82	6,59	5,32	4,46	3,6	3,09
Номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zx1	Zx2
I_k	2,49	2,17	1,75	1,47	1,19	1	0,81	11,42	9,23

В табл. 1 и далее принято обозначение Zx – передачи заднего хода.

Таблица 2. Передаточные числа пар шестерен коробки ТМ16-2000

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,034	1,28	0,78	1,15	1,695	2,41

Таблица 3. Ширина зубчатых венцов шестерен

Индекс пары	1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	38,3	44,5	42,5	47,5	62
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	36,5	41,5	40,5	51	76
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	37,4	43	41,5	49,25
	на контакт $B_{к}$	36,5	41,5	40,5	47,5

Таблица 4. Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, $B_{сп}$	на контакт, $B_{к}$
59	49	54	49

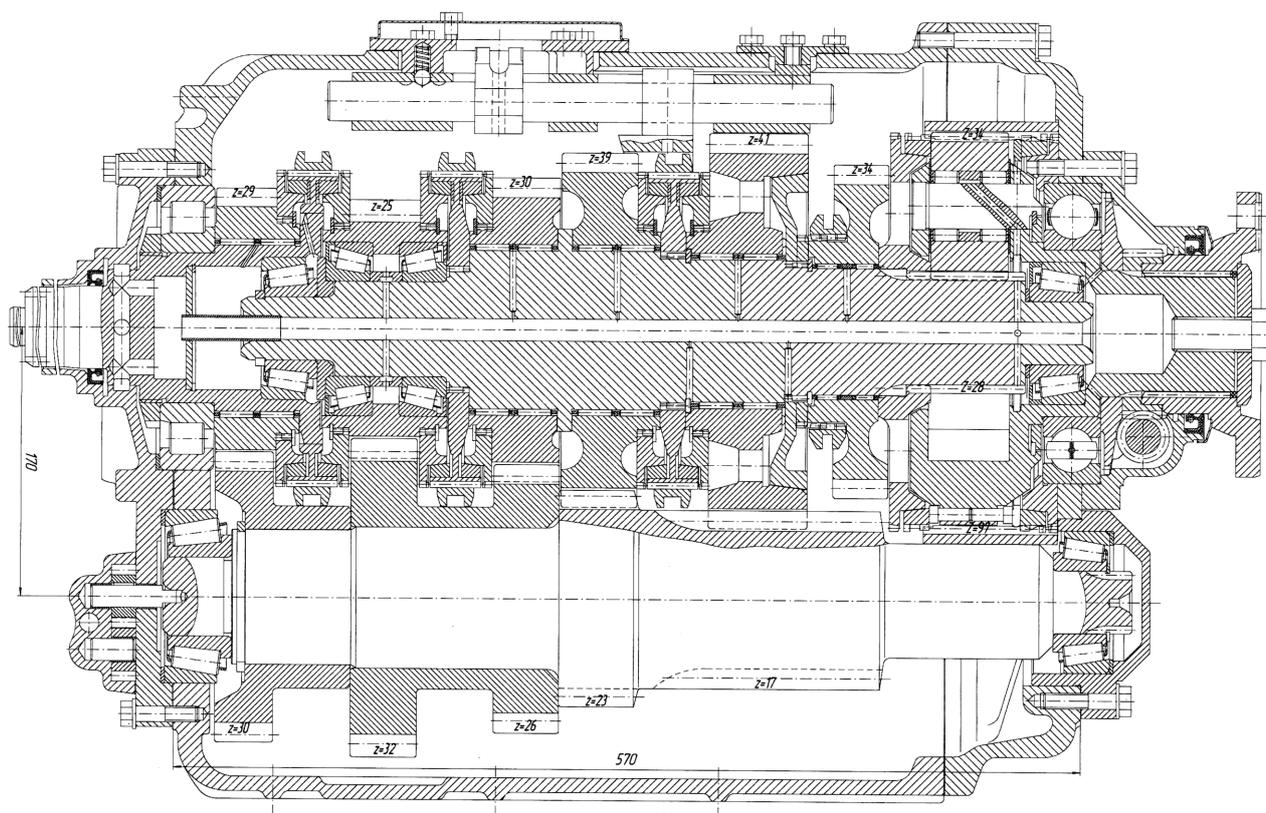


Рис. 2. Коробка передач ТМ16-2000 (продольный разрез)

В табл. 5–9 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей с высшей прямой и повышающей передачами коробки передач ZF 16S-220, имеющей

межосевое расстояние $A_w = 154$ мм, входной момент модификации коробки передач с высшей повышающей передачей $M = 2300$ Н · м; входной момент модификации коробки передач с высшей прямой

передачей $M = 2200 \text{ Н} \cdot \text{м}$; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей повышающей передачей $d = 16,43$; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей прямой передачей $d = 16,47$; осевой габарит

по торцам картера коробки передач $L = 740 \text{ мм}$; межосевое расстояние планетарного демультипликатора $A_w = 82 \text{ мм}$, число сателлитов $p = 5$, передаточное число планетарной передачи $i = 4,58$ (рис. 4) [3, 4].

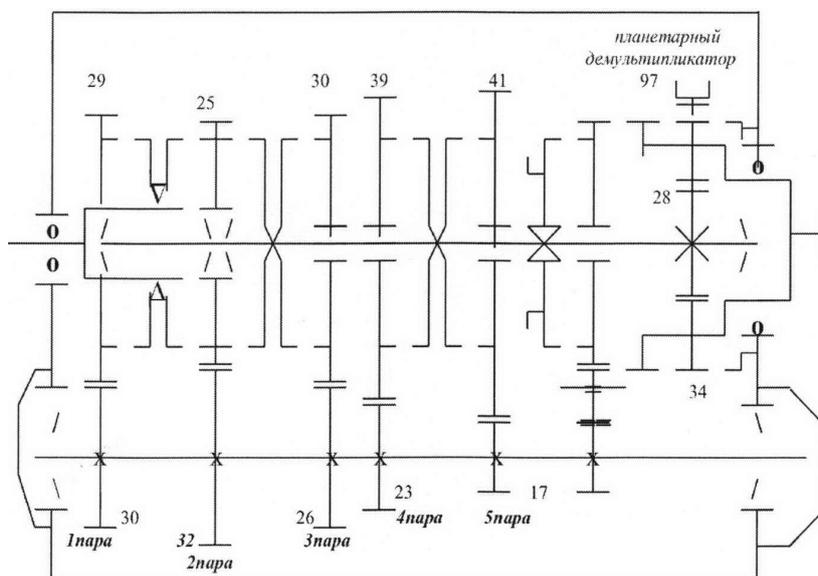


Рис. 3. Кинематическая схема коробки передач TM16-2000

Таблица 5. Передаточные числа пар шестерен модификаций коробок передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачами

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
С повыш. передач	13,8	11,55	9,53	8,02	6,81	5,70	4,58	3,84	3,01
С прямой передачей	16,47	13,79	11,32	9,48	7,79	6,52	5,48	4,58	3,59

Номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zx1	Zx2
С повыш. передач	2,52	2,09	1,75	1,49	1,24	1	0,84	12,23	10,24
С прямой передачей	3,01	2,47	2,07	1,7	1,4	1,2	1	13,32	11,15

Таблица 6. Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей передачей

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
Передаточное число пары	0,912	1,09	0,917	1,364	1,91	2,76

Таблица 7. Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей прямой передачей

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
Передаточное число пары	1,3	1,09	0,917	1,3	1,91	2,76

Таблица 8. Ширина зубчатых венцов шестерен для модификации коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачей

Индекс пары	1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара	
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	47	43,5	45	58	64	
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	47	40,5	45	58	78	
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	47	45	45	58	71
	на контакт $B_{к}$	47	40,5	44	58	64

Таблица 9. Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ZF 16S220

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, $B_{из}$	на контакт, $B_{к}$
36	36	36	36

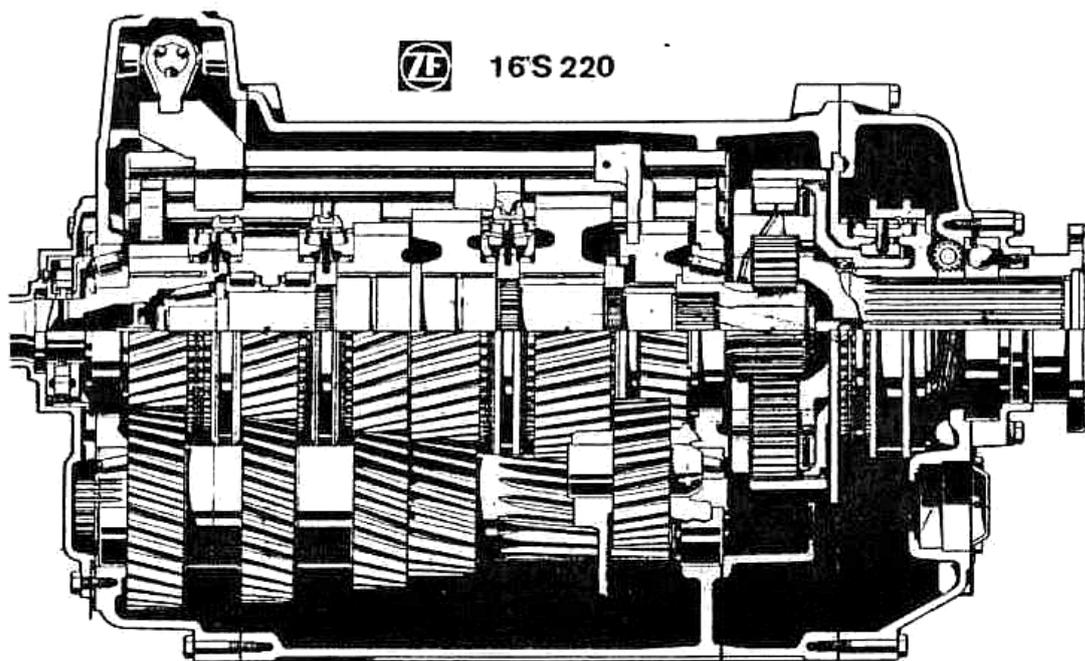


Рис. 4. Коробка передач ZF 16S220

В табл. 10–13 представлены исходные данные для расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей с высшей прямой и повышающей передачами коробки передач ZF 16S181, по кинематической схеме и компоновке аналогичной ZF 16S220 (рис. 4). Данная коробка передач имеет следующие параметры: межосевое расстояние $A_w = 154$ мм; входной момент $M = 2200$ Н · м; диапазон передаточных чисел модификации коробки передач с высшей повышающей передачей $d = 16,43$; осевой габарит

по торцам картера коробки передач $L = 740$ мм; межосевое расстояние планетарного демультипликатора $A_w = 82$ мм; число сателлитов $p = 5$; передаточное число планетарной передачи $i = 4,5$.

Несмотря на то, что передаточные числа коробки передач 16S181 практически соответствуют передаточным числам коробки передач 16S220, расчет по определению показателей несущей способности представляет интерес в связи с тем, что разбивка передаточных чисел по парам шестерен существенно отличается.

Таблица 10. Передаточные числа I_k коробки передач ZF 16S181

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I_k	13,8	11,55	9,59	8,02	6,81	5,70	4,58	3,84	3,01
Номер передачи	10	11	12	13	14	15	16	Zx1	Zx2
I_k	2,52	2,09	1,75	1,49	1,24	1	0,84	13,17	11,03

Таблица 11. Передаточные числа пар шестерен коробки ZF 16S181

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		Характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,088	1,3	0,77	1,143	1,6	2,136

Таблица 12. Ширина зубчатых венцов шестерен в коробке ZF 16S181

Индекс пары	1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	47	46	46	58	64
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	47	44	45	56	70
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	47	45	45,5	57
	на контакт B_k	47	44	44	56

Таблица 13. Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора ZF 16S181

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб $B_{ср}$	на контакт B_k
36	36	36	36

В табл. 14–17 представлены исходные данные расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач Mercedes-Benz G180-11,9, имеющей межосевое расстояние $A_w = 152$ мм; входной момент $M = 2000$ Н · м; диапазон

передаточных чисел $d = 14$; осевой габарит по торцам картера коробки передач $L = 630$ мм; межосевое расстояние планетарного демультипликатора $A_w = 82$ мм; число сателлитов $p = 5$; передаточное число планетарной передачи $i = 3,57$.

Таблица 14. Передаточные числа I_k коробки передач G180-11,9

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8
I_k	11,9	10,09	8,24	6,99	5,83	4,95	4,2	3,57
Номер передачи	9	10	11	12	13	14	15	16
I_k	2,83	2,4	1,96	1,66	1,39	1,18	1	0,85

Таблица 15. Передаточные числа пар шестерен коробки G180-11,9

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара
		характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,172	1,38	0,725	1,18	1,66	2,41

Таблица 16. Ширина зубчатых венцов шестерен коробки G180-11,9

Индекс пары	1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	5-я пара	
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	35	30	35	40	53	
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	31,5	27	32	37	58	
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	33,25	28,5	33,5	38,5	55,5
	на контакт $B_{к}$	31,5	27	32	37	53

Таблица 17. Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора G180-11,9

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб $B_{сп}$	на контакт $B_{к}$
32	28	30	28

В табл. 18–21 представлены исходные данные расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробки передач Volvo SR-2000, имеющей межосевое расстояние $A_w = 170$ мм, входной момент $M = 2000$ Н · м; диапазон коробки передач $d = 15,04$; осевой габарит по торцам картера коробки передач $L = 625$ мм (1-я передача и передача заднего хода выне-

сены на дополнительный 4-й вал и их передаточные числа обеспечиваются трехпарным зацеплением); межосевое расстояние $A_w = 83$ мм; число сателлитов $p = 5$; передаточное число планетарной передачи $i = 3,57$.

Результаты расчета показателей изгибной и контактной несущих способностей коробок передач приведены в табл. 22.

Таблица 18. Передаточные числа I_k коробки передач Volvo SR-2000

Номер передачи	1	2	3	4	5	6	7	8
I_k	15,04	12,04	10,4	8,4	6,84	5,5	4,4	3,57
Номер передачи	9	10	11	12	13	14	15	16
I_k	29	2,35	1,92	1,55	1,24	1	17,12	13,8

Таблица 19. Передаточные числа пар шестерен коробки передач Volvo SR-2000

Индекс пары	1-я пара	2-я пара		3-я пара	4-я пара	5-я пара**
		характеристика функций пары				
		привод	16-я передача			
Передаточное число пары	1,56	1,25	0,8	1,23	1,87	2,7

** Непоказательна в связи с низкой несущей способностью, определяемой кинематической схемой коробки передач, и интереса для сравнения не представляет.

Таблица 20. Ширина зубчатых венцов шестерен коробки передач Volvo SR-2000

Индекс пары	1-я пара	2-я пара	3-я пара	4-я пара	
Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм	31,5	33,5	34	35	
Ширина шестерен промежуточного вала, мм	31,5	30	38	35	
Расчетная ширина, мм	на изгиб $B_{из}$	33,55	31,75	36	35
	на контакт $B_{к}$	31,5	30	34	33,5

Таблица 21. Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора SR-2000

Ширина шестерен, мм		Расчетная ширина, мм	
солнечной шестерни	сателлита	на изгиб, B_{cp}	на контакт, B_k
39	24	36,5	34

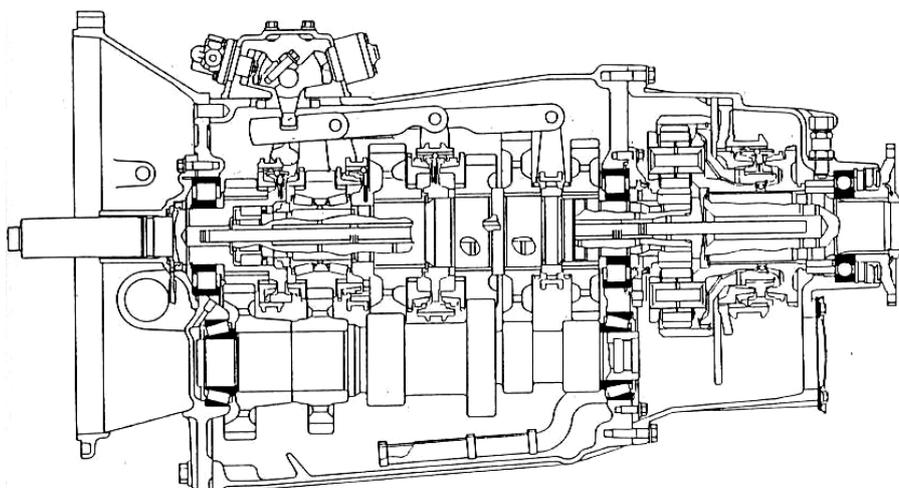


Рис. 5. Коробка передач Volvo SR 2000

Таблица 22. Расчетные величины показателей изгибной и контактной несущих способностей пар шестерен основного редуктора, делителя и демультипликатора коробок передач TM16-2000, ZF 16S220, ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000

Фирма, модель коробки передач	Показатели несущей способности, $\text{мм}^3/\text{Н} \cdot \text{м}$	1-я пара	2-я пара		3-я пара		4-я пара		5-я пара		Демультипликатор		
			Режим привода	Режим передачи		Диапазон делителя						Диапазон делителя	
				прямая	повышающая	высший	низший	высший	низший	высший	низший	высший	низший
КОМ-НАМИ TM16-2000	$H_{из}$	0,243	0,258	–	0,296	0,252	0,211	0,255	0,213	0,299	0,250	0,1775	0,1485
	H_k	0,059	0,059	–	0,074	0,060	0,052	0,053	0,046*	0,048	0,042	0,0275	0,0235
ZF 16S220, высшая передача прямая	$H_{из}$	0,230	0,220	0,187	–	0,205	0,177	0,223	0,192	0,224	0,194	0,1045	0,090
	H_k	0,054	0,052	0,048	–	0,048	0,044	0,046	0,041	0,034	0,030	0,018	0,016
ZF 16S220, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,250*	0,210	–	0,240	0,223	0,192	0,247	0,213	0,249	0,215	0,1655	0,0995
	H_k	0,063*	0,050	–	0,058	0,050	0,044	0,049	0,044	0,036	0,032	0,0195	0,017
ZF 16S181, высшая передача повышающая	$H_{из}$	0,252*	0,221	–	0,283	0,219	0,188	0,238	0,205	0,234	0,202	0,1275	0,110
	H_k	0,161	0,051	–	0,070	0,052	0,046	0,052	0,046	0,038	0,033	0,0205	0,018
Mercedes-Benz G180-16/11,9	$H_{из}$	0,181	0,146	–	0,158	0,160	0,140	0,159	0,139	0,191	0,166	0,1235	0,1075
	H_k	0,042	0,032	–	0,040	0,038	0,034	0,034	0,030	0,033	0,030	0,0215	0,019
Volvo SR-2000	$H_{из}$	0,191	0,211	0,170	–	0,200	0,167	0,162	0,135	–	–	0,1295	0,1075
	H_k	0,042	0,0476	0,044	–	0,047	0,040	0,033	0,028	–	–	0,0235	0,020

* Некоторое превышение указанных несущих способностей приводной пары (по сравнению с КОМ-НАМИ), работающей в режиме повышающей передачи, определяется тем, что геометрические параметры, в частности ширина зубчатых венцов этой пары, диктовались необходимостью обеспечения надлежащей долговечности при установке приводной пары для модификации коробки передач с высшей прямой передачей, в то время как для повышающей пары такая необходимость отсутствует.

Средние расчетные величины коэффициента превышения K (табл. 23) показателей изгибной $H_{из}$ и контактной H_k несущих способностей пар шестерен коробки передач TM16-2000 и демультипликатора по отношению к несущей способности коробок передач-аналогов можно определить зависимостью

$$K = \frac{H}{H'}, \quad (7)$$

где H – суммарная величина изгибных или контактных несущих способностей всех пяти пар шестерен

основного редуктора и делителя коробки передач TM16-2000 или демультипликатора; H' – аналогично для пяти пар шестерен коробок передач – аналогов основного редуктора или демультипликатора.

Необходимо особо подчеркнуть значительные преимущества коробки передач с высшей повышающей передачей, так как, во-первых, несущая способность всех шестерен коробки передач по сравнению с коробкой передач с высшей прямой передачей повышается в среднем на 20 %, во-вторых, низший диапазон делителя начинает работать только с 13-й передачи, а не с 15-й, как это имеет место при наличии

высшей прямой передачи, что дополнительно значительно снижает нагруженность коробки передач.

Принимая во внимание то, что удельные мощности для автопоездов относительно невелики и находятся в пределах 5,9–7,4 кВт/т (8–10 л.с/т), а также в связи с малой величиной интервала 1,18–1,22 между 16-й и 15-й передачами, время работы на этих

передачах практически одинаково, в соответствии с чем для коробок передач с широким диапазоном $d = 14–17$ и плотным рядом передаточных чисел $q = 1,18–1,22$ наиболее экономически рациональным для данной кинематической схемы является выполнение коробки передач с высшей повышающей передачей.

Таблица 23. Результаты расчета коэффициента превышения K по пяти парам шестерен основного редуктора и делителя, а также демультипликатора

Фирмы, модель коробки передач	Пары шестерен основного редуктора и делителя		Пара шестерен демультипликатора	
	$K_{из}$	K_k	$K_{из}$	K_k
ZF 16S220, высшая передача прямая	1,23	1,24	1,63	1,46
ZF 16S220, высшая передача повышенная	1,11	1,16	1,48	1,36
ZF 16S118	1,14	1,14	1,37	1,32
Mercedes-Benz, G80-16/11,9	1,58	1,57	1,41	1,24
Volvo SR-2000	1,4	1,38	1,37	1,17

Проведем оценку технического уровня коробки передач ТМ16-2000 на базе сравнительного анализа силовых, геометрических, кинематических и нагрузочных параметров коробок передач ведущих зарубежных фирм.

Анализ силовых, геометрических, кинематических и расчетных параметров, определяющих сравнительные величины изгибной и контактной несущих способностей, позволил выявить существенные преимущества коробки передач ТМ16-2000 по отношению к ближайшим аналогам ведущих фирм в области трансмиссий:

- осевой габарит коробки передач ТМ 16-2000 на 23 % (170 мм) меньше по сравнению с коробкой передач 16S220, имеющей равную величину входного крутящего момента;

- величина диапазона передаточных чисел коробки передач ТМ16-2000 в среднем по сравнению с аналогами больше на 8,7 %;

- показатель изгибной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,29 раза;

- показатель контактной несущей способности основного редуктора и делителя в среднем больше в 1,3 раза;

- показатель изгибной несущей способности планетарного демультипликатора в среднем больше в 1,47 раза;

- показатель контактной несущей способности планетарного демультипликатора в 1,33 раза больше.

Полученные результаты и проведенный анализ показывают существенные преимущества коробки передач ТМ 16-2000 по отношению к ближайшим аналогам по целому комплексу показателей, в том числе, что особенно важно, по изгибной и контактной напряженности шестерен коробки передач ТМ

16-2000 существенно ниже напряженности шестерен коробок-аналогов. Это дает основание считать, что технический уровень коробки передач ТМ16-2000, обусловленный ее конструктивными особенностями, соответствует не только современным требованиям, но и требованиям перспективы.

Библиографические ссылки

1. Недялков А. П., Блохин А. Н. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением // Наука и образование : электронное научно-техническое издание. – 2011. – Вып. 2. – URL: <http://technomag.edu.ru/doc/165381.html> (дата обращения: 03.03.11).

2. Недялков А. П., Ипатов А. А. Перспективы создания типоразмерного ряда унифицированных механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением // Автомобили : Сб. науч. тр. – Вып. 232. – М. : ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004. – С. 11–62.

3. Недялков А. П., Ипатов А. А. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением // Автомобили : Сб. науч. тр. – Вып. 232. – М. : ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004. – С. 63–89.

4. Недялков А. П., Трикоз А. А. Сравнительная оценка показателей изгибной и контактной несущих способностей // Автомобили и двигатели : Сб. науч. тр. – Вып. 230. – М. : ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002. – С. 160–169.

5. Недялков А. П. Механические синхронизированные коробки передач // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники : Сб. науч. тр. – НАМИ, 1993. – Вып. 214. – С. 73–85.

6. Дымищ И. И. Коробки передач. – М. : Машгиз, 1960. – 360 с.

7. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М., 1988. – 129 с.

A. P. Nedyalkov, PhD in Engineering, Federal State Unitary Enterprise “Central Scientific Research Automobile and Engine Institute “NAМИ”, Moscow

A. N. Blokhin, PhD in Engineering, Associate Professor, Automobile Institute of Nizhny Novgorod State Technical University named after R. Y. Alekseev

Comparative Estimation of Multi-Speed Gearboxes Technical Characteristics by Analysis of Power, Geometrical, Kinematical and Loading Parameters

In order to predict the gearboxes' durability the authors of the paper suggest application of gears' bending and contact load-carrying capacity parameters of these gearboxes. Analytical equations for these parameters' calculation are given and their physical meaning is described. Initial data and results of defining the gears' load-carrying capacity parameters are presented for a prospective 16-steps gearbox "KOM-NAMI" as compared with analogous parameters of well-known foreign gearboxes.

Key words: multi-speed gearbox, gears' durability, bending and contact load-carrying capacity, demultiplier.

УДК 621.002.5

К. П. Ширококов, кандидат технических наук, доцент, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

К. А. Фонарёва, аспирант, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

М. М. Казанцев, студент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СУЩЕСТВУЮЩИХ СПОСОБОВ ПОЛУЧЕНИЯ ВОЛОКОН ИЗ РАСПЛАВОВ ПОЛИМЕРОВ

Представлен сравнительный анализ существующих технологических решений получения волокон из расплавов полимеров.

Ключевые слова: способ, расплав полимеров, волокно.

Технология производства химических волокон и нитей относится к классу наукоемких и сопровождается рядом сложных и специфических явлений физико-химического характера. Ее реализация требует знаний в различных областях науки и техники. В первую очередь это физика, химия и материаловедение.

Научными исследованиями в области производства химических волокон и нитей занимаются известные в нашей стране и за рубежом организации и предприятия: ГП ВНИИПВ (Мытищи), ОАО «НИИ «Химволокно» (Санкт-Петербург), ОАО «ГИПРОИВ» (Мытищи), ООО «ЛИРСОТ» (Мытищи), ФГУП «ВНИИСВ» (Тверь), ФГУП «РНЦ «ПРИКЛАДНАЯ ХИМИЯ» (Санкт-Петербург), ХТВС УО «МГУП» (Республика Беларусь), ОАО «ГИАП» (Республика Беларусь).

Существенный вклад в разработку и исследование процессов производства химических волокон внес С. П. Папков. Теоретические результаты исследований С. П. Папкина стали основой процессов, происходящих в технологии получения химических волокон. В его работе [1] изложены теоретические принципы, на которых основана технология получения химических волокон, описаны специфические свойства волокон как одного из важнейших видов полимерных материалов, представлены приемы выбора исходных полимеров для получения волокон. Рассмотрена механика процессов преобразования расплавов в нити, фазовые переходы, протекающие при превращении жидких нитей в отвержденные волокна, и ориентационные процессы, придающие волокнам необходимые эксплуатационные свойства при реализации традиционного способа формования через фильеру.

Кроме этого С. П. Папков приводит сведения о новых способах перевода блочного полимера, на-

ходящегося в вязкотекучем состоянии, в тонкую нить, которые получили практическую реализацию в промышленном или полупромышленном масштабе преимущественно в технических целях:

- получение волокнообразных материалов путем интенсивного вытягивания предварительно полученной тонкой пленки, которая при этом расщепляется при интенсивном механическом вытягивании на отдельные относительно тонкие образования (микрофибриллы);

- инжекционные методы производства волокнистых материалов связаны с первоначальным выходом расплава полимера через грубые отверстия и последующим вытягиванием в струе воздуха.

Известный ученый К. Е. Перепелкин проводил исследования в области физической химии и технологии ориентированных полимерных материалов. Он создал теорию дегазации прядильных растворов и расплавов полимеров. Разработал технологию производства ряда химических волокон, текстильных и композиционных материалов.

В работе В. И. Янкова рассматриваются вопросы математического моделирования процессов получения волокон из расплавов полимеров [2]. Он рассматривает две основных схемы получения волокон и нитей – классическую (традиционную) и аэродинамическую. При первом способе расплав полимера продавливается через отверстия фильеры, а затем осуществляется принудительное деформирование получающийся в результате экструзии струи расплава с помощью приемного устройства, вращающегося с постоянной угловой скоростью. Второй способ отличается созданием тянущего усилия потоком воздуха в направлении оси пучка элементарных мононитей специальным устройством (эжектором). Приведены сравнительные характеристики этих способов, представлены результаты моделирования процессов