

## THE DESIGN METHODOLOGY FOR INVESTIGATING WORM GEAR TRANSMISSIONS WITH SIGNIFICANT DIMENSIONS<sup>3</sup>

---

### **Gergana Mollova**

Department of Machine Science, Machine Elements, Engineering Graphics and Physics,  
“Angel Kanchev” University of Ruse

Tel.: +359 82 888 437

E-mail: [gergana\\_mollova@yahoo.co.uk](mailto:gergana_mollova@yahoo.co.uk)

### **Assoc. Prof. Vasko Dobrev, PhD**

Department of Machine Science, Machine Elements, Engineering Graphics and Physics,  
“Angel Kanchev” University of Ruse

Phone: +359 82 888 492

E-mail: [vdobrev@uni-ruse.bg](mailto:vdobrev@uni-ruse.bg)

***Abstract:** Geometric and kinematic parameters of worm gears have been studied. A database has been created, providing the relationship between the parameters calculated and analyzed. An original design and research methodology for determining the energy efficiency of worm gears has been developed. The results obtained are presented in a graphical way. A comparative analysis has been implemented. Conclusions have been deduced.*

***Keywords:** Energy Efficiency, Worm gears, Design Methodology, Comparative Analysis.*

### **ВЪВЕДЕНИЕ**

Производствените технологии непрекъснато се развиват и усъвършенстват. Това налага и оборудването, използвано в различни производства, да се модернизира.

Когато е необходимо да се задвижват елементи на различни механизми и съоръжения, чиито оси се кръстосват в пространството, се използват червячни предавки. Поради основните им предимства (големи предавателни числа в едно стъпало, плавност и безшумност при работа и възможностите им за самоспиране), те намират приложение в подемно-транспортни, металорежещите машини, уредостроенето, автомобилостроенето, битовата и градинска техника, хранително-вкусовата, химическата и преработвателната промишлености.

Червячните предавки притежават и някои недостатъци - бързо износване на зъбите на червячното колело, необходимост от скъпоструващи материали за изработване на червячните зъбни колела и сравнително нисък коефициент на полезно действие.

### **ТЕОРЕТИЧНИ ПРЕДПОСТАВКИ ЗА ПРОВЕЖДАНЕ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО**

Коефициентът на триене в зацепването представлява комплексната характеристика относно качеството на червячната предавка. В предишни изследвания на авторския колектив са представени няколко различни подхода и изчислителни модели. DIN 3996: 2012-09 описва по-опростен, докато (Oehler, M., Magyar, B. & Sauer, B., 2018) и (Oehler, M., Magyar, B. & Sauer, B., 2016) представят значително по-сложен и по-подробен метод.

В други предишни публикации на авторския екип са анализирани изчисленията за различни параметри на червячни предавки, които са стандартизирани в: Bulgarian National Standard 12256 -78), (AGMA 6034-B92, 2010), (BS 721-1, 1963), (DIN 3976, 1980) и (DIN 3996, 2012).

---

<sup>3</sup> Докладът е представен на 28 октомври 2021 с оригинално заглавие на български език: МЕТОДИКА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЧЕРВЯЧНИ ТРАНСМИСИИ С ГОЛЕМИ ГАБАРИТНИ РАЗМЕРИ

Авторският екип и други учени от Русенския университет изпълниха успешно някои изследователски задачи в областта на енергийната ефективност на задвижващи системи и трансмиси. Резултатите от тези изследвания са представени подробно в следните публикации: (Dobrev, A., 1994, 2013), (Dobrev, A. & Dobrev, V., 1993, 2007, 2018) and (Dobrev, A. & Stoyanov, S., 2012).

Посочените литературни публикации обобщават предварително извършените теоретични изследвания, които дават основание да се формулира следната изследователска цел: да се изследват геометричните и кинематични параметри на червячните предавки с цел подобряване на енергийната ефективност на тези задвижвания и тяхното дългосрочното използване.

### МЕТОДИКА НА ПРОВЕДЕНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ

Създадената методика включва следната последователност от етапи в рамките на проведеното изследване:

**Първият етап** има за цел да се изчисли периферна скорост на червяка  $V_{m_1}$ , m/s. Изчисленията са направени за следните честоти на въртене на червячния вал:  $n_1 = 1500; 1000; 750 \text{ min}^{-1}$ .

$$V_{m_1} = \pi \cdot d_{m_1} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{n_1}{60} \quad (1)$$

В уравнение (1) са използвани следните параметри:  $V_{m_1}$  - периферна скорост на червяка колело;  $d_{m_1}$  – делителен диаметър на червяка.

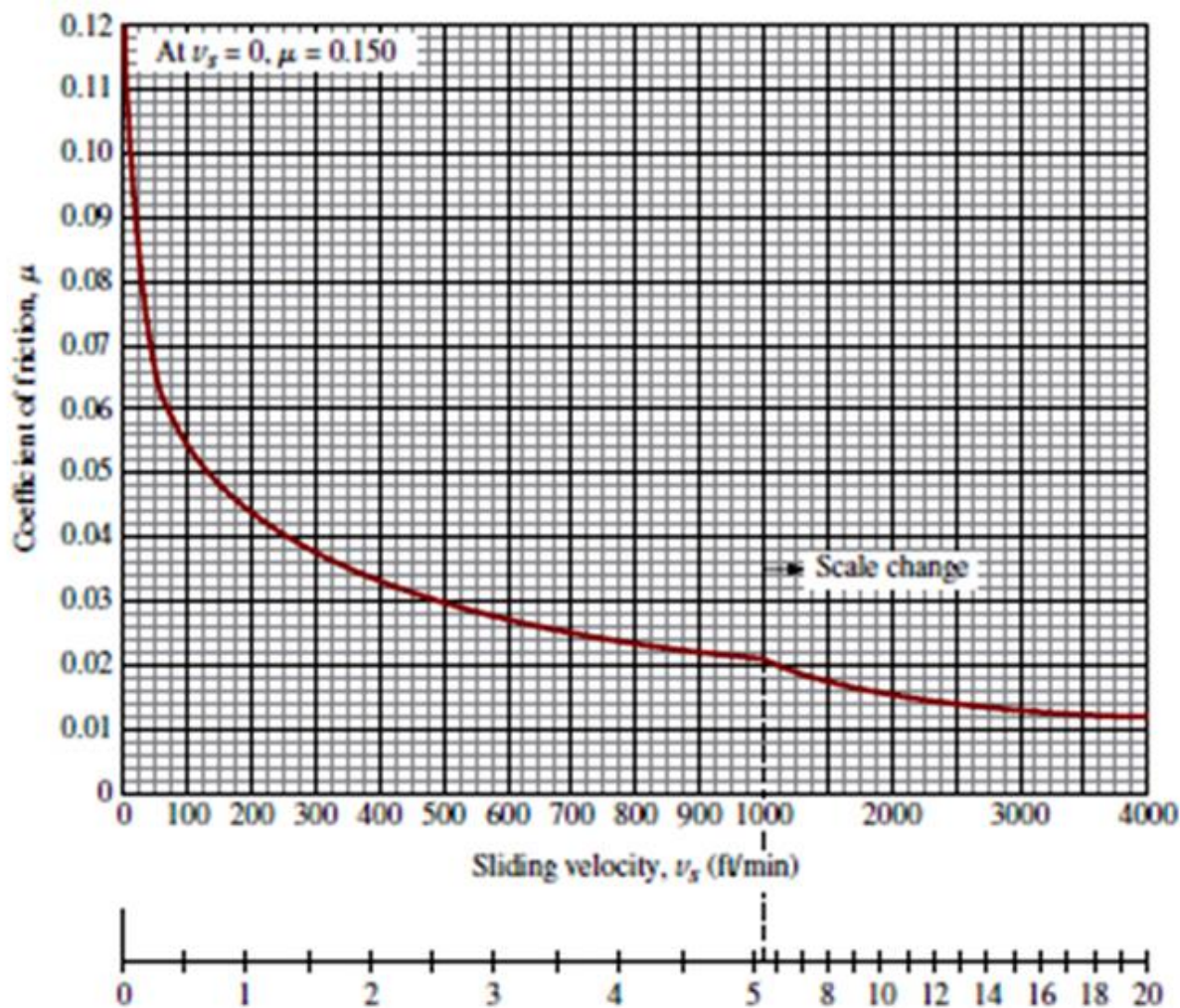
В рамките на **втория етап** от представената методика се изчислява скоростта на плъзгане в зацепването  $V_{gm}$ , m/s, за обороти на червячния вал:  $n_1 = 1500; 1000; 750 \text{ min}^{-1}$ .

$$V_{gm} = \frac{V_{m_1}}{\cos \gamma_m} \quad (2)$$

В уравнение (2) са използвани следните параметри:  $V_{gm}$  – средна скорост на плъзгане;  $V_{m_1}$  - периферна скорост на червяка;  $\gamma_m$  - ъгъл на наклона на винтовата линия.

**Третият етап** от методиката се фокусира върху определянето на трибологичните параметри в зацепването. Според авторския екип, най-целесъобразен подход за определяне на коефициента на триене в зацепването е прилагането на подход, приложен от (AGMA 6034-B92, 2010), който препоръчва зависимости за оценка на коефициента на триене в зацепването за червяк от закалена стоманена (58 HRC минимум) и бронзово червячно колело.

Авторите (Mott, R. L., Vavrek, M. & Wang, J., 2018) доразвиват този подход, като представят по графичен начин коефициента на триене в зацепването спрямо скоростта на плъзгане за стоманен червяк и бронзово червячно колело, при което се използват различни аналитични зависимости при скорости на плъзгане: по-големи или съответно по-малки от 0.051 m/s.



Фиг.1. Зависимост на коефициента на триене от скоростта на плътгане в зацепването според (Mott, R. L., Vavrek, M. & Wang, J., 2018)

В рамките на **четвъртия етап** от методиката се определя коефициента на полезно действие в зацепването на червячната предавка в съответствие с (Junivall, R. C. & Marshek, K.M., 2000).

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho')} \quad (3)$$

В уравнение (3) основните използвани параметри са:  $\eta_z$ - КПД в зацепването;  $\gamma_m$  - ъгъл на наклона на винтовата линия;  $\rho'$  - приведен ъгъл на триене в зацепването.

**Петият** етап на представената методика включва създаването на бази данни, които са представени в Табл. 1. Първите четири колони от Табл. 1 представляват извадка от DIN 3976. Следващите колони от таблицата представляват новосъздадената база данни от авторския екип в рамките на извършените изчисления от първи до четвърти етап.

Таблица 1. База данни от (1 до 4 етап) и основни параметри от DIN 3976

a	i	m	$d_{m1}$	$z_1$	$\gamma_m$	$z_2$	$v_{m1}$	$v_{gm}$	$\mu'$	$\eta_z$
250	7,75	12,5	112	4	24,0572°	31	8,792	9,628327	0.016	0.9585
250	10	10	95	4	22,8336°	40	7,4575	8,091592	0.0186	0.9502
250	13	8	80	4	21,8014°	52	6,28	6,763767	0.018	0.9500
250	15,5	12,5	112	2	12,5831°	31	8,792	9,008372	0.016	0.9297
250	20	10	95	2	11,8886°	40	7,4575	7,62097	0.018	0.9177
250	26	8	80	2	11,3100°	52	6,28	6,40437	0.02	0.9054
250	31	12,5	112	1	6,3684°	31	8,792	8,84659	0.016	0.8730
250	40	10	95	1	6,0089°	40	7,4575	7,498701	0.018	0.8523
250	52	8	80	1	5,7106°	52	6,28	6,311322	0.02	0.8317
250	61	6,3	112	1	3,2195°	61	8,792	8,805898	0.0186	0.7507
250	83	5	85	1	3,3665°	83	6,6725	6,684034	0.02	0.7454
250	108	4	67	1	3,4167°	108	5,2595	5,268865	0.02	0.7482
a	i	m	$d_{m1}$	$z_1$	$\gamma_m$	$z_2$	$v_{m1}$	$v_{gm}$	$\mu'$	$\eta_z'$
315	7,75	16	140	4	24,5670°	30	10,99	12,08389	0.014	0.9640
315	10,25	12,5	112	4	24,0572°	41	8,792	9,628327	0.014	0.9635
315	13,25	10	95	4	22,8336°	53	7,4575	8,091592	0.018	0.9517
315	15	16	140	2	12,8753°	30	10,99	11,27344	0.015	0.9352
315	20,5	12,5	112	2	12,5831°	41	8,792	9,008372	0.014	0.9380
315	26,5	10	95	2	11,8886°	53	7,4575	7,62097	0.018	0.9177
315	30	16	140	1	6,5198°	30	10,99	11,06154	0.015	0.8824
315	41	12,5	112	1	6,3684°	41	8,792	8,84659	0.0186	0.8553
315	53	10	95	1	6,0089°	53	7,4575	7,498701	0.018	0.8523
315	61	8	140	1	3,2705°	61	10,99	11,00793	0.015	0.7914
315	82	6,3	112	1	3,2195°	82	8,792	8,805898	0.018	0.7568
315	109	5	85	1	3,3665°	109	6,6725	6,684034	0.019	0.7550
a	i	m	$d_{m1}$	$z_1$	$\gamma_m$	$z_2$	$v_{m1}$	$v_{gm}$	$\mu'$	$\eta_z$
400	7,75	20	170	4	25,2011°	31	13,345	14,74881	0.013	0.9671
400	10,25	16	140	4	24,5670°	41	10,99	12,08389	0.014	0.9640
400	13,75	12,5	112	4	24,0572°	55	8,792	9,628327	0.014	0.9635
400	15,5	20	170	2	13,2405°	31	13,345	13,70943	0.014	0.9407
400	20,5	16	140	2	12,8753°	41	10,99	11,27344	0.014	0.9393
400	27,5	12,5	112	2	12,5831°	55	8,792	9,008372	0.014	0.9380
400	31	20	170	1	6,7097°	31	13,345	13,43703	0.015	0.8853
400	41	16	140	1	6,5198°	41	10,99	11,06154	0.015	0.8824
400	55	12,5	112	1	6,3684°	55	8,792	8,84659	0.018	0.8594
400	63	10	170	1	3,3665°	63	13,345	13,36807	0.015	0.7962
400	82	8	140	1	3,2705°	82	10,99	11,00793	0.015	0.7914
400	109	6,3	112	1	3,2195°	109	8,792	8,805898	0.018	0.7568

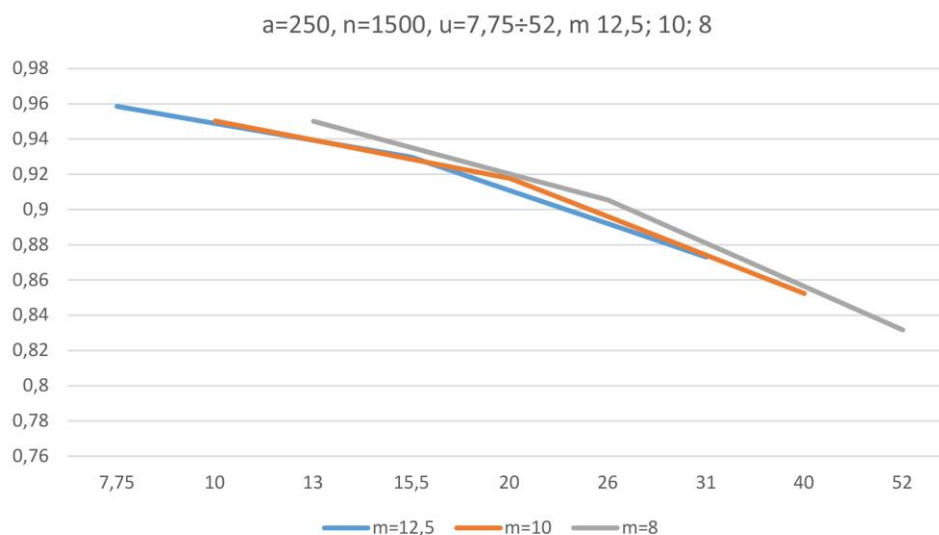
Значението на използваните параметри в Табл. 1 е следното: а – междуосово разстояние;  $i$  – предавателно отношение;  $m$  - модул на предавката;  $d_{m1}$  - делителен диаметър на червяка,  $z_1$  - брой ходове на червяка,  $\gamma_m$  – ъгъл на наклона на винтовата линия;  $z_2$  – брой зъби на червячното колело;  $V_{m1}$  – периферна скорост на червяка;  $V_{gm}$  – средна скорост на плъзгане в зацепването;  $\mu'$ - коефициент на триене, определен по (Mott, R. L., Vavrek, M. & Wang, J., 2018).  $\eta_z$  – коефициент на полезно действие в зацепването.

За целта на изследването са направени изчисления за предавки с големи междуосови разстояния, тъй като при тях влиянието на геометричните и кинематични параметри върху тробологичното поведение на червячната предавка е по-значително в сравнение с предавки с по-малки междуосови разстояния.

**Шестият и седми етап** включват графично представяне и анализ на получените резултати.

На Фиг. 2 е представена зависимостта на коефициента на полезно действие в зацепването от предавателното число и модула при междуосово разстояние 250 mm.

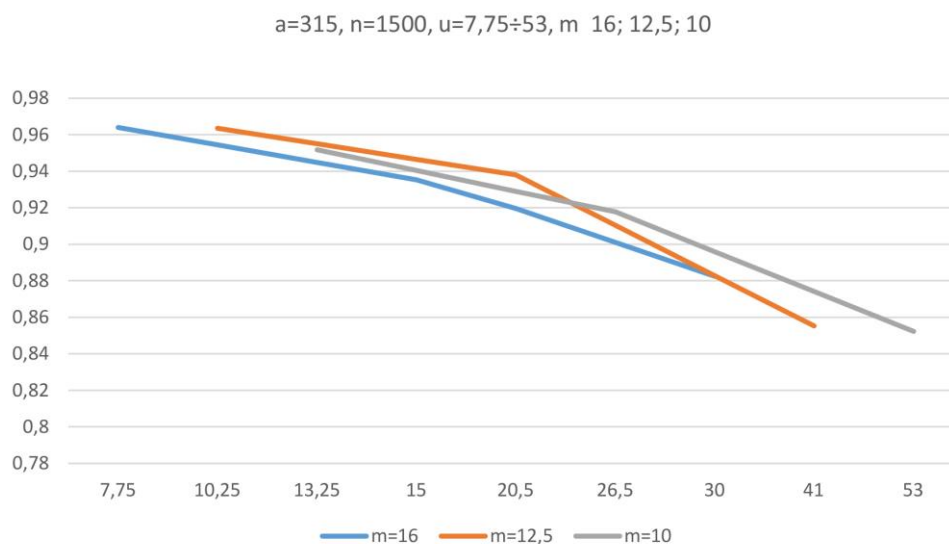




Фиг. 2. Изменение на коефициента на полезно действие в зацепването в зависимост от предавателното отношение и модула при  $a = 250$  mm

Коефициентът на полезно действие се характеризира с максимални стойности в интервала на предавателното число  $7,75 - 20$ , за предавки с модул  $m = 8; 10; 12,5$  и при честота на въртене на червяка  $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ .

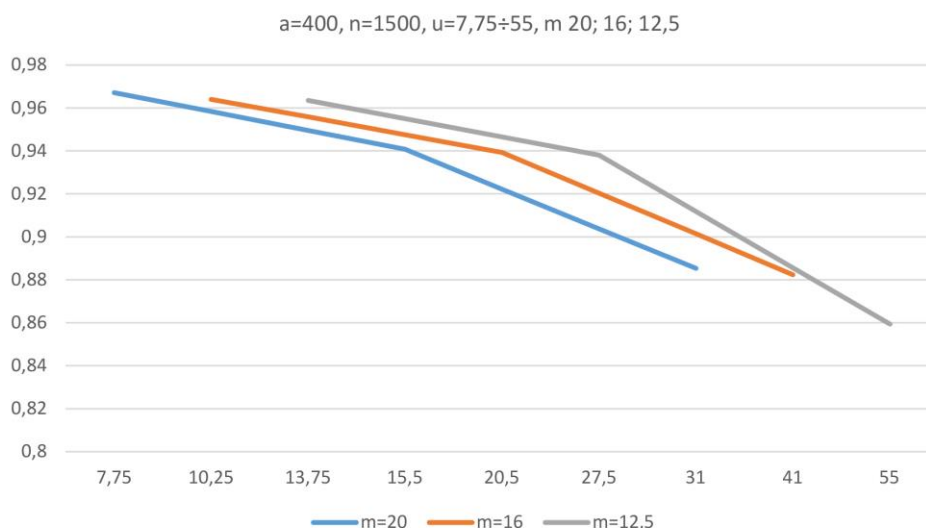
Зависимостта на коефициента на полезно действие в зацепването от предавателното число и модула при междуосово разстояние  $315$  mm е показана на Фиг. 3.



Фиг. 3. Изменение на коефициента на полезно действие в зацепването в зависимост от предавателното отношение и модула при  $a = 315$  mm

Максималните стойности на коефициента на полезно действие в зацепването се наблюдават в интервала на предавателното число  $7,75 - 20,5$  за предавки с модул  $m = 10; 12,5; 16$  и при честота на въртене на червяка  $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ , Фиг. 3.

На Фиг. 4 е представена зависимостта на коефициента на полезно действие в зацепването от предавателното число и модула при междуосово разстояние  $a = 400$  mm.



Фиг. 4. Изменение на коефициента на полезно действие в зацепването в зависимост от предавателното отношение и модула при  $a = 400$  mm

Коефициентът на полезно действие се характеризира с максимални стойности в интервала на предавателното число 7,75 – 27,5, за предавки с модул  $m = 12,5; 16; 20$  и при честота на въртене на червяка  $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представеното изследване включва задълбочени оптимизационни процедури на геометрични и трибологични параметри на червячни предавки, което дава възможност да се направят следните изводи:

1. Представени са в обобщен вид теоретични предпоставки, необходими за провеждане на представеното изследване, които са описани подробно в предишни публикации на авторския екип и на други учени от Русенския университет.

2. За нуждите на изследването е създадена нова методика, включваща седем различни по степен на значимост етапи.

3. Представените резултати от изследването са анализирани прецизно, посочени са най-благоприятните области на приложение на червячни предавки от гледна точка на максимален коефициент на полезно действие.

## REFERENCES

Bachvarov, M. (2006). Tourism in Bulgaria. In Hall, D., Smith, M., & Marciszewska, B. (eds.) (2006). *Tourism in New Europe. The challenges and opportunities of EU enlargement*. Wallingford: CAB International, 241-255.

Bulgarian National Standard 12256 -78. (1978). *Worm-hears cylindrical. Output worm and output production worm*, 4 pages

AGMA 6034-B92 (2010). *Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors*. Alexandria, VA: American Gear Manufacturers Association.

BS 721-1: (1963). *Specification for Worm Gearing - Imperial Units*, BSI, London, UK.

DIN 3976. (1980). *Cylindrical worms; dimensions, coordination of centre distances and gear ratios of worm drives*. Berlin, 8 pages

DIN 3996. 2012-09. (2012). *Load capacity calculation of cylindrical worm gears with axes crossing at 90 degree angles*, Berlin.

Dobreva, A. (1994). *Geometry and Efficiency of Globoidal Worm - Helical Gear Drives*. Proceedings of the 1994 International Gearing Conference. Mechanical Engineering

Dobreva, A. (2013): *Theoretical Investigation of the Energy Efficiency of Planetary Gear Trains*. Mechanisms and Machine Science, No 13, 289-298.

Dobreva, A. (2013). *Methods for Improving the Geometry Parameters and the Energy Efficiency of Gear Trains with Internal Meshing*. VDI – Berichte, No 2199. 2, 1291 – 1302.

Dobreva, A. & Dobrev, V. (1993). *Improving the Tribological Characteristics of Heavy Loaded Gear Boxes*. Proceedings of the First Balkan Conference on Tribology “Balkantrib’93”, Volume 2.3, Sofia, 166-170.

Dobreva, A. & Dobrev, V. (2007). Research of Technical Parameters of Transmissions for Vehicles and Agricultural Machines. UPB: Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering.

Dobreva, A. & Dobrev, V. (2018). *Innovative Methodology for Decreasing Mechanical Losses in Vehicles*. Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018), Springer Verlag, pp 234 – 242.

Dobreva, A. & Stoyanov, S. (2012). *Optimization Research of Gear Trains with Internal Meshing*. Ruse, University Publishing Centre, pages 144.

Junivall, R. C. & Marshek, K.M. (2000). Fundamentals of Machine Component Design. 3<sup>rd</sup> Edition. J. Wiley & sons, Inc. USA.

Mott, R. L., Vavrek, M. & Wang, J. (2018). *Machine elements in mechanical design*. 6<sup>th</sup> Edition, Pearson, New York.

Oehler, M., Magyar, B. & Sauer, B. (2018). *Coupled thermal and tribological analysis of worm gear*. Tribol. Lubrication technology 65(1), 54–60.

Oehler, M., Magyar, B. & Sauer, B. (2016). *Worm gear efficiency - worm gear efficiency*. Final report, Frankfurt am Main.