

УДК 621.833

В.В. Ставицкий, доцент, канд. техн. наук,**П.Л. Носко, профессор, д-р техн. наук***Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля**кв. Молодежный 20а, г. Луганск, Украина, 91034**mash_ved@snu.edu***АНАЛИЗ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ**

Проведен анализ потерь мощности в автомобильных коробках передач с учетом гидродинамического сопротивления, периодического сжатия и расширения маслораспределительной смеси в замкнутом между зубьями пространстве, трения в зацеплении и подшипниках. Проанализировано влияние скоростных и нагрузочных режимов на потери мощности. Проведено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными.

Ключевые слова: *потери мощности, момент сопротивления, коробка скоростей, гидродинамическое сопротивление, трение.*

Постановка проблемы. Требование снижения удельного расхода топлива и вредных выбросов в окружающую среду в энергетических машинах выдвигает повышенные требования к коэффициенту полезного действия коробок передач автомобильных двигателей. В то же время современная тенденция роста частоты вращения валов значительно увеличивает потери мощности, несвязанные с передаваемой нагрузкой: потери вследствие гидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и синхронизаторов в масляной ванне, периодического сжатия-расширения маслораспределительной смеси в замкнутом между зубьями пространстве и вязкостное трение в подшипниках. В этом контексте становится необходимым комплексный анализ различных источников диссипации энергии при эксплуатации многоступенчатых зубчатых передач в широком диапазоне скоростей вращения и нагрузок. Такой анализ позволит проводить поиск рациональных конструктивных решений и выбор оптимальных условий эксплуатации автотракторных коробок передач с точки зрения их максимального коэффициента полезного действия на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих передач.

Анализ последних исследований и публикаций. Имеющиеся в литературе эмпирические зависимости [1, 2] не учитывают влияние геометрических и конструктивных параметров зубчатых передач. Например, в работе [1] предлагаемая для определения потерь мощности вследствие гидродинамического сопротивления зависимость не отражает глубину погружения зубчатых колес в масляную ванну и характеристики смазочного масла

$$\Delta P = \frac{\omega^3 \cdot d_w^5}{2} \cdot \left(1 + 5 \frac{b_w}{d_w} \right),$$

где ω – угловая скорость вращения вала, рад/с; b_w – ширина зубчатого венца шестерни, м; d_w – диаметр начальной окружности зубчатого колеса, м.

В работе [2] предлагается определять коэффициент гидродинамических потерь мощности в зависимости от окружного усилия передачи (момента на входном валу) F_t

$$\phi_p = \frac{F_p}{F_t},$$

где $F_p = 80b_w \cdot \sqrt{2V \cdot \nu / (z_1 + z_2)}$ – окружное усилие, затрачиваемое на разбрызгивание и размешивания масла для цилиндрических передач с внешним зацеплением при погружении колеса на глубину 2...3 модуля; V – окружная скорость передачи, м/с; ν – кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, м²/с.

Однако гидродинамическое сопротивление вращению зубчатых колес не зависит от передаваемой нагрузки и связывать его с окружным усилием на входном валу некорректно.

Теоретические исследования, проведенные для многоступенчатого редуктора [3], коробок передач грузовых [4] и легковых [5, 6] автомобилей, также основаны на эмпирических зависимостях, ограниченных условиями проведения экспериментов. Предложенный ранее авторами [7] метод анализа эффективности высокоскоростных зубчатых передач позволяет с минимальными затратами вычислительных усилий и с необходимой степенью точности учитывать влияние геометрических и конструктивных параметров зубчатых передач, нагрузочных и скоростных режимов их эксплуатации на потери мощности.

Цель статьи. Провести расчетные исследования влияния геометрических, кинематических и силовых параметров на потери мощности в автомобильных коробках передач. Сравнить полученные результаты с результатами экспериментальных исследований.

Материалы и результаты исследования. Момент сопротивления вращению зубчатых колес может быть представлен в виде суммы

$$T_c = \sum_1^i T_{AG} + \sum_1^j (T_{cp} + T_f + T_k) + \sum_1^l T_s + \sum_1^s \sum_1^r T_b, \quad (1)$$

где i – количество зубчатых колес в коробке передач; j – количество зацеплений в коробке передач; s – количество валов в коробке передач; r – количество подшипников на каждом валу коробки передач; l – количество синхронизаторов в коробке передач; $T_{AG} = \sum (T_\Gamma + T_A)$ – момент аэрогидродинамического сопротивления, Нм; $T_\Gamma = 0,5 \cdot \rho_m \cdot \omega_i^2 \cdot r_i^5 \cdot (C_{k_i}^\Gamma + C_{T_i}^P + C_{P_i})$ – момент гидродинамического сопротивления [8], Нм; $T_{cp} = k \cdot \Lambda \cdot \bar{b}^3 \cdot r_1^3 \cdot M_{окр}^2 \cdot p_a \cdot \cos^2 \alpha \cdot (1+u) / (8 \cdot u)$ – момент сопротивления в результате периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в замкнутом

между зубьями пространстве [9], Нм; $T_f = T_1 \frac{\left(\frac{(1+u)}{u} \right)^{0,75} \cdot \tau_1^{0,75} \cdot \left[(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}] \right]}{21,55 \cdot v_m^{0,25} \cdot V_{окр}^{0,5} \cdot \left[2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \tau_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u} \right]^{0,25}}$ –

момент трения скольжения [10]; $T_k = 3 \cdot T_1 \cdot \frac{[\sigma_H]}{E_{np}^*} \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot u \cdot K_H \cdot \cos \beta}} \frac{(u+1)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w \cdot H}{4 \tau_1}$ – момент трения

качения [10], Нм; T_s – момент аэрогидродинамического сопротивления и трения синхронизатора, Нм; T_b – момент гидродинамического сопротивления и трения в подшипниках, Нм.

Коэффициент потерь мощности в таком случае может быть представлен следующим образом:

$$\phi = \frac{T_c}{T_1} = \sum_1^i \frac{T_{AG}}{T_1} + \sum_1^j \frac{T_{cp}}{T_1} + \sum_1^j \frac{(T_f + T_k)}{T_1} + \sum_1^l \frac{T_s}{T_1} + \sum_1^s \sum_1^r \frac{T_b}{T_1}, \quad (2)$$

где T_1 – момент на входном валу коробки, Нм.

Анализ потерь мощности проводился для автомобильной коробки ML6C. Отношение чисел зубьев шестерен и зубчатых колес для различных передач в исследуемой коробке скоростей приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Числа зубьев зубчатых колес на входном и выходном валах зубчатых передач

передача		первая		вторая		третья		четвертая		пятая		шестая	
z_1	z_2	12	41	23	41	33	37	44	35	51	33	58	31

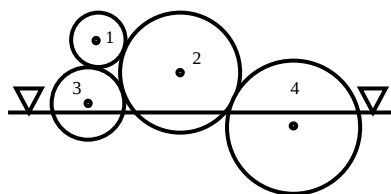


Рисунок 1 – Относительное расположение зубчатых колес и масляной ванны коробки передач:
1 – входной вал; 2 – выходной вал;
3 – реверсный вал

Расчет проводился для смазочного масла в коробке передач со следующими параметрами: кинематическая вязкость при температуре 40°C – $47,6$ сСт (при температуре 100°C – $8,3$ сСт), плотность при температуре 15°C – $887,3$ кг/м³.

Характерной особенностью автомобильных коробок передач является различная относительная глубина погружения в зубчатых колес масляную ванну (рисунок 1). На рисунке 2 представлена зависимость момента гидродинамического сопротивления от числа оборотов входного вала для различных передач. При изменении частоты вращения входного вала до 3500 об/мин момент сопротивления является линейной функцией. При дальнейшем росте частоты вращения линейность

нарушается, а при частоте 5500 об/мин момент гидродинамического сопротивления достигает своего максимума. Это может быть объяснено неполным заполнением впадин зубчатых колес вследствие действия на смазочное масло инерционных сил. На этом же рисунке приведено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными специалистами лаборатории ЕСАМ на базе предприятия PSA Peugeot Citroën [6]. Момент гидродинамического сопротивления вращению зубчатых

колес растет с увеличением скорости вращения входного вала коробки передач и достигает своих максимальных значений при использовании повышающих передач (рисунок 3).

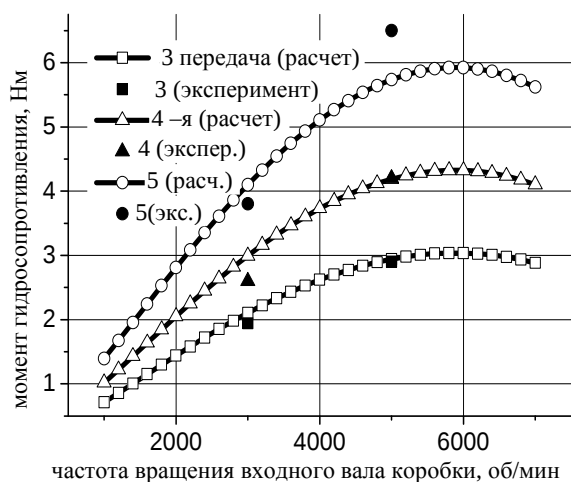


Рисунок 2 – Зависимость момента гидродинамического сопротивления от частоты вращения входного вала

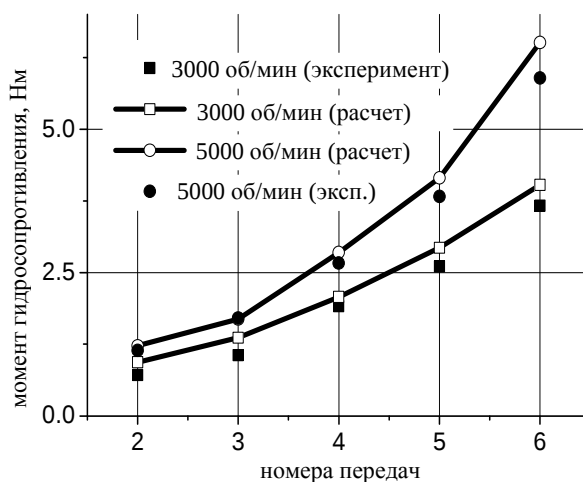


Рисунок 3 – Зависимость момента гидродинамического сопротивления от номера зацепления передачи

Соотношение потерь мощности, зависящих от нагрузки (трение скольжения и качения в зубчатых парах и подшипниках) и независящих от нагрузки (аэрогидродинамическое сопротивление вращению и периодическое сжатие-расширение в замкнутом между зубьями пространстве) в значительной степени определяется нагрузочными и скоростными характеристиками эксплуатации коробок передач. На рисунке 4 и 5 приведены расчетные и экспериментальные значения коэффициентов потерь мощности коробки передач при различных крутящих моментах на входном валу (30 Нм, 50 Нм, 150 Нм) и частотах вращения входного вала 3000 об/мин и 5000 об/мин.

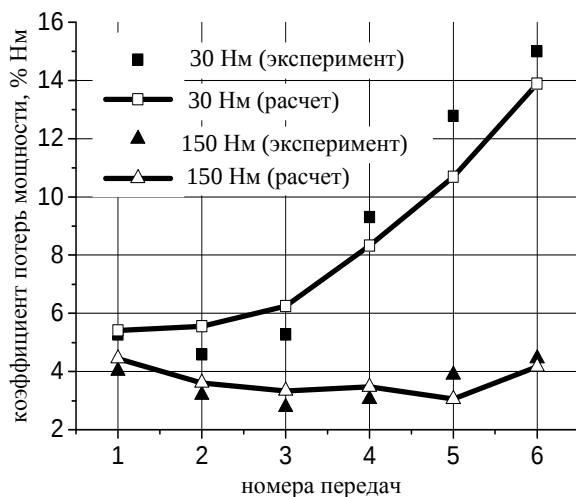


Рисунок 4 – Зависимость суммарного коэффициента потерь мощности в коробке передач от входного момента при частоте вращения входного вала 3000 об/мин

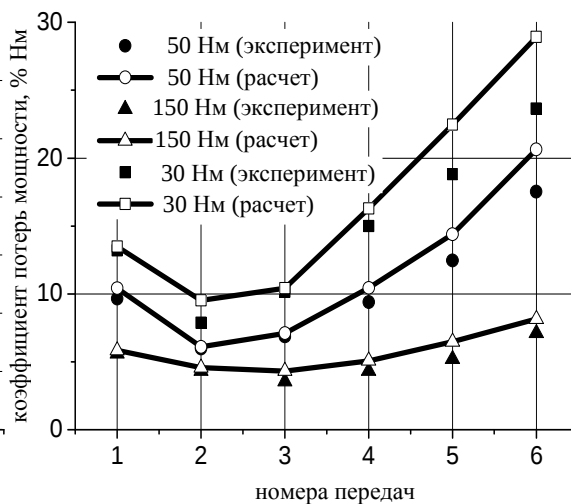


Рисунок 5 – Зависимость суммарного коэффициента потерь мощности в коробке передач от входного момента при частоте вращения входного вала 5000 об/мин

Анализ результатов показывает, что удельный вес потерь мощности, независящих от передаваемых нагрузок, значительно выше на повышающих передачах и при частичных нагрузках. Значения этих потерь при частоте вращения входного вала 5000 об/мин составляют более половины всех потерь в коробке передач.

Значительный удельный вес потерь мощности, не связанных с передаваемой нагрузкой подчеркивает необходимость их учета при расчете коэффициента полезного действия автомобильных коробок передач.

Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных результатов показал адекватность модели, положенной в основу метода расчета потерь мощности.

Выводы. Предложенный ранее авторами метод расчета потерь мощности в многоступенчатых высокоскоростных зубчатых передачах позволяет проводить комплексный анализ, поиск рациональных конструктивных решений, выбор оптимальных условий эксплуатации, скоростных и нагрузочных режимов автомобильных коробок передач с точки зрения их максимальной эффективности на этапах проектирования новых и усовершенствования существующих трансмиссий. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных результатов подтвердил адекватность принятых при разработке метода расчета допущений. Потери мощности, независящие от передаваемой нагрузки, превышают 50% общих потерь мощности в коробках передач, вследствие чего их учет при расчете удельного расхода топлива автомобильных двигателей является обязательным.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Редукторы энергетических машин: Справочник / Б.А. Балашов, Р.Р. Гальпер, Л.М. Гаркави и др. Под общ. Ред. Ю.А. Державца. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Кудрявцев В.Н. Детали машин / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
3. Lauster E. Zum Warmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge/ E. Lauster, M. Boos // VDI-Ber. — 1983. — Vol. 488. — P.45 – 55.
4. Roulet B. Modeling of power losses in mechanical gearbox / B. Roulet, A. Briec // Strasbourg: processing of 5 - eme Congres EAEC, 1995. — P. 1 – 12.
5. Istiani M. Prediction technique for the lubricating oil temperature in manual transaxle / M. Istiani, H. Aoki, K. Suzuki, Y. Morita // SAE Transactions. — 1999. — Vol. 108(4). — P. 337 – 345.
6. Changenet C. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox / C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, P. Vexel // Transactions of the ASME. Journal of mechanical design. — 2006. — Vol. 128. — P. 618 – 625.
7. Ставицкий В.В. Метод анализа эффективности высокоскоростных зубчатых передач / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко // Проблемы тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2011. – Вип. 55. – С. 166 – 173.
8. Ставицкий В.В. Гидродинамическое сопротивление в высокоскоростных зубчатых передачах / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць – 2011. – Вип. 1, 2 (43). – С.278 – 285.
9. Stavitskiy V.V. Power losses by the air-pumping phenomena in high-speed spur gears / V.V. Stavitskiy, P.L. Nosko // TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Poland, Lublin, Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. – 2010. – V. XC. – P. 324 – 331.
10. Ставицкий В.В. Определение механического КПД в зубчатом зацеплении с учетом условий эксплуатации / В.В. Ставицкий, П.В. Носко // Вестник НТУ «ХПИ» Харьков: ХПИ, 2011. – №51. – С. 152 – 164.
11. Harris T.A. Rolling Bearing Analysis / T.A. Harris – 4th ed. – NY: John Wiley & Sons, 2001.

Поступила в редакцию 20.06.2012 г.

Ставицкий В.В., Носко П.Л. Анализ потерь мощности в автомобильной коробке передач

Проведено аналіз втрат потужності в автомобільних коробках передач з урахуванням гідродинамічного опору, періодичного стиснення і розширення маслоповітряної суміші в замкнутому між зубцями просторі, тертя в зацепленні і підшипниках. Проаналізовано вплив швидкісних режимів та навантажень на втрати потужності. Проведено порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними.

Ключові слова: втрати потужності, момент опору, коробка швидкостей, гідродинамічний опір, тертя.

Stavitskiy V.V., Nosko P.L. Power losses predictions in manual gear-boxes

The analysis of power losses is conducted in manual gear-boxes taking into account oil churning, air-pumping effects, sliding and rolling tooth and bearing frictions. The numerical predictions compare favorably with the measurements of power losses from the actual gear-box at different speeds and torques.

Keywords: power losses, oil churning, air-pumping effects, gear-boxes, sliding and rolling tooth friction.