

ЭНЕРГОЗАТРАТЫ НА ПРИВОД ВЕНТИЛЯТОРОВ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»

А. И. ЯКУБОВИЧ, В. Е. ТАРАСЕНКО

*Учреждение образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет»,
Республика Беларусь*

Введение

Первый вентилятор, по устройству приближающийся к современным образцам, сконструировал русский инженер А. А. Саблуков и в 1835 г. с успехом применил его на практике. Этот вентилятор в дальнейшем получил широкое применение в России и за границей. А. А. Саблуков также изобрёл и успешно применил осевой вентилятор. Выдающийся учёный Н. Е. Жуковский, которого называют «отцом русской авиации», разработал вихревую теорию, на основе которой конструируются осевые вентиляторы [1].

С ростом мощностей, увеличением литровой мощности двигателей требования к вентиляторным установкам, как и к системе охлаждения, в целом возросли. От вентиляторной установки стремятся получить наибольшую производительность при допустимых затратах мощности.

Вентиляторная установка обеспечивает продувку через сердцевину радиатора потока охлаждающего воздуха и включает направляющий кожух, вентилятор и его привод. В двигателях жидкостного охлаждения, как правило, применяются вентиляторы осевого типа, выполненные по схеме с одним рабочим колесом. Простейший осевой вентилятор (рис. 1) представляет собой лопаточное рабочее колесо

пропеллерного типа. При вращении колеса поступающий через входные отверстия воздух под воздействием лопаток перемещается между ними в осевом направлении, причём давление увеличивается [1]. Далее воздух поступает в воздушный тракт.

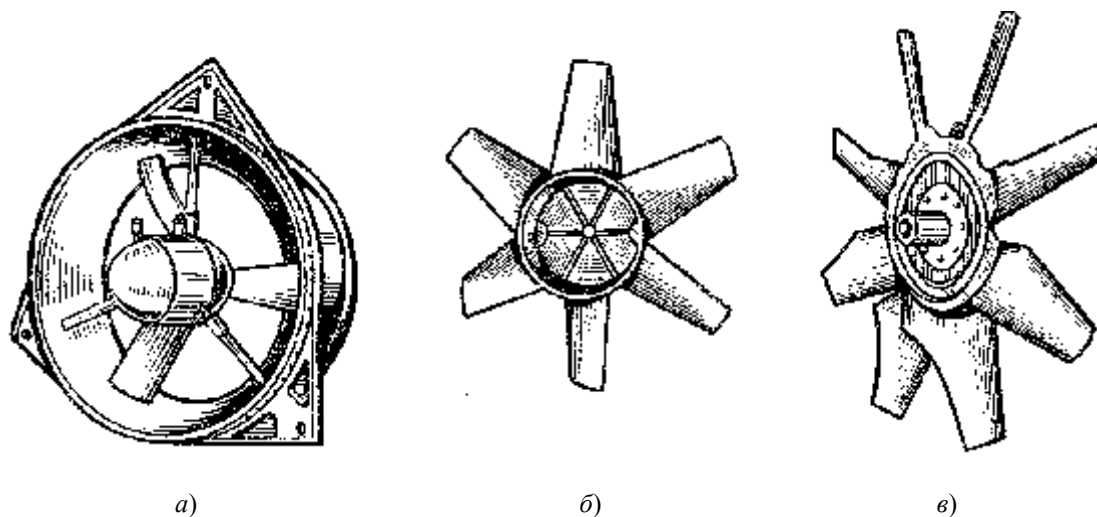


Рис. 1. Осевой вентилятор: *а* – общий вид; *б* – сварное лопаточное рабочее колесо;
в – штампованное лопаточное рабочее колесо

Осевые колёса состоят из втулок и прикреплённых к ним лопаток. В зависимости от профиля лопаток колёса называют нереверсивными или реверсивными. В аэродинамическом отношении более совершенны лопатки со специально рассчитанным несимметричным профилем.

Наряду с постоянно действующими при работе двигателя вентиляторами широко применяются автоматически отключаемые в зависимости от температурного режима системы охлаждения.

Методика оценки эффективности работы вентиляторной установки

Основными требованиями к вентиляторным установкам являются обеспечение расхода потока воздуха для поддержания заданного температурного режима системы охлаждения двигателя и минимизация энергозатрат на привод крыльчатки вентилятора. Конструктивно наружный диаметр вентилятора выбирается равным минимальному одному из фронтальных размеров сердцевины водяного радиатора. Величиной наружного диаметра вентилятора определяется коэффициент обдува радиатора, характеризующий степень использования радиатора:

$$K_{\text{об}} = \frac{\pi D_{\text{в}}}{4F_{\text{фр}}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{фр}}$ – фронтальная площадь радиатора; $D_{\text{в}}$ – диаметр вентилятора.

Коэффициенты обдува водяных радиаторов сельскохозяйственных тракторов находятся в пределах 0,59...0,724. При эффективном использовании сердцевины радиатора коэффициент обдува близок к единице. У отечественных тракторов коэффициент обдува находится в пределах 0,4...0,78.

Диаметр вентилятора предлагается оценивать удельной поверхностью охлаждения, ометаемой вентилятором за цикл от мощности двигателя:

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{\pi D_{\text{в}}^2 i F_{\text{охл}} n_{\text{в}}}{8F_{\text{фр}} N_e}, \text{ м}^2/\text{кВт}, \quad (2)$$

где $F_{\text{охл}}$ – поверхность охлаждения радиатора; i – число лопастей вентилятора; $n_{\text{в}}$ – частота вращения вентилятора; N_e – эффективная мощность дизеля.

Поскольку

$$N_e = \frac{Q_e}{\varepsilon_N}, \quad (3)$$

где Q_e – количество теплоты, эквивалентное эффективной мощности; ε_N – удельная тепловая мощность [2], эквивалентная эффективной мощности и равная выражению:

$$\varepsilon_N = q_e g_e q_T, \quad (4)$$

где q_e – составляющая теплового баланса дизеля от эффективной мощности в относительных единицах; g_e – удельный расход топлива; q_T – теплотворная способность топлива (для дизельных топлив принимаемая равной 42700 кДж/кг), то получим следующую формулу:

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{\pi D_{\text{в}}^2 i F_{\text{охл}} n_{\text{в}} q_e g_e q_T}{8F_{\text{фр}} Q_e}. \quad (5)$$

Удельную ометаемую поверхность радиатора можно представить в несколько ином виде:

$$\lambda_B = f_N K_{OB} \frac{i}{2} n_B, \quad (6)$$

где $f_N = \frac{F_{OХЛ}}{N_e}$ – удельная поверхность охлаждения радиатора.

После преобразований получаем следующее выражение для определения удельной ометаемой поверхности радиатора:

$$\lambda_B = \frac{F_{OХЛ} K_{OB} \varepsilon_N i n_B}{2Q_e}. \quad (7)$$

Анализ формулы (5) показывает, что чем меньше удельная ометаемая поверхность за цикл, тем выше энергетическая эффективность вентиляторной установки. При этом неизменным условием является обеспечение требуемого температурного режима двигателя. Существенное влияние на величину коэффициента λ_B оказывают частота вращения вентилятора и конструктивные параметры – наружный диаметр лопастей вентилятора и число лопастей.

Исследование влияния компоновки вентиляторной установки на температурный режим двигателя

Конструктивные параметры вентиляторных установок, а также коэффициенты обдува и удельной поверхности, ометаемой вентилятором за цикл отечественных и зарубежных тракторов, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры вентиляторных установок сельскохозяйственных тракторов

Модель трактора	Мощность номинальная, N_e , кВт	Диаметр наружный вентилятора, D_B , мм	Число лопастей, i , шт.	Частота вращения вентилятора, n_B , мин ⁻¹	Площадь, ометаемая лопастями вентилятора, F_{OM} , м ²	Коэффициент обдува радиатора, K_{OB}	Удельная поверхность, ометаемая вентилятором, λ_B , м ² /кВт
МТЗ-822	45,6	456	4	2640	0,163	0,724	799
МТЗ-1022	77,2	456	6	2640	0,163	0,724	1118
МТЗ-1522	110,3	510	6	2620	0,204	0,632	1013
Т-150К	110,3	680	6	2300	0,312	0,761	1449
К-700	158,1	660	6	2230	0,342	0,400	709
Джон-Дир 4020	99,3	600	8	2245	0,283	0,721	1988
Джон-Дир 4020	114	610	8	–	0,292	0,7	–
Кейс 2470	123,5	530	6	2900	0,221	0,561	864
Месси-Фергюсон 2680	95,7	505	6	–	0,200	0,62	–

Анализ показывает (рис. 2), что при мощности до 60...70 кВт значения коэффициентов возрастают, при дальнейшем же увеличении мощности значения коэффициентов уменьшаются. В целом эти закономерности характерны для сельскохозяйственных тракторов различных мировых производителей.

При проектировании вентиляторных установок систем охлаждения таким важным факторам, как конструкции, форме направляющего кожуха, оказывающих существенное влияние на работу вентилятора и всей установки в целом, должно уделяться достаточно внимания. Именно таким путём можно добиться снижения энергозатрат на привод вентилятора.

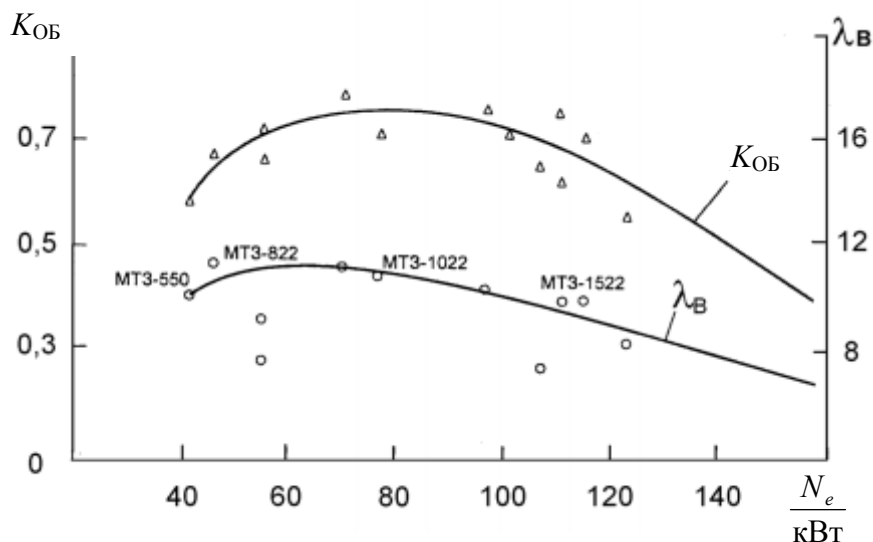


Рис. 2. Коэффициент обдува и удельной ометаемой поверхности радиатора вентиляторных установок сельскохозяйственных тракторов

Показатели работы вентилятора, а также энергозатраты на его привод во многом зависят от принятой компоновочной схемы, установочных размеров относительно двигателя и радиатора (рис. 3).

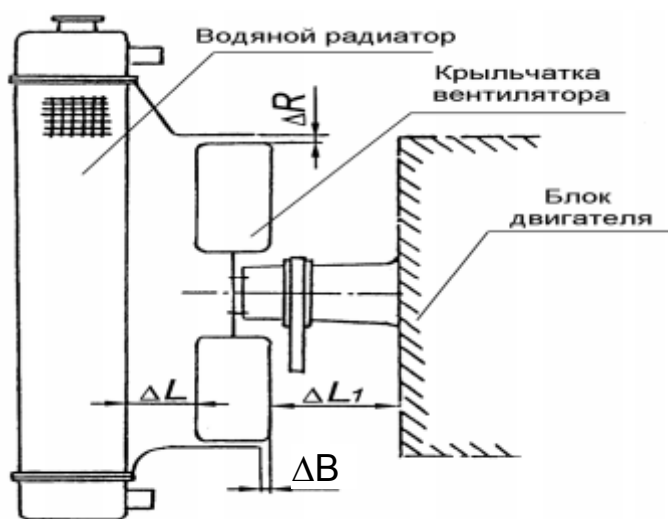


Рис. 3. Схема установки вентилятора тракторов «Беларус»

На развиваемое вентилятором давление, его производительность, а также затрачиваемую мощность влияют расстояния между лопастями вентилятора и

радиатором (ΔL), торцом блока (ΔL_1), зазор между лопастями и кожухом (ΔR). Основные параметры вентиляторных установок сельскохозяйственных тракторов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Установочные размеры вентиляторов на сельскохозяйственных тракторах

Модель трактора	Расстояние между вентилятором и радиатором, ΔL , мм	Расстояние между вентилятором и торцом двигателя, ΔL_1 , мм	Зазор между лопастями и кожухом, ΔR , мм	Выступание лопастей из кожуха, ΔB , мм
МТЗ-550	14	66	22,5	4,5
МТЗ-570	14	66	7,5	4,5
МТЗ-822	14	18	14,0–14,8	11,5
МТЗ-1022	36	18	11,0–13,0	13,5–18,5
МТЗ-1522	40	362	14,25–15,75	16,0
К-700	180	–	20	25
Т-130	37	340	–	–
Кейс 2470	57	–	15	18
Месси-Фергюсон-2680	40	–	5	30
Джон-Дир 4440	50	–	10	0

У существующих вентиляторных установок тракторов расстояние между лопастями вентилятора и радиатором находится в пределах 14...15 мм. Расстояние от лопастей вентилятора до торца двигателя имеет более широкий предел и равно 18...362 мм. Радиальный кольцевой зазор между лопастями и кожухом составляет 7,5...20 мм, выступание лопастей из кожуха равно 0...30 мм.

Величина оптимального кольцевого зазора зависит от конструкции и форм направляющего кожуха. При радиальных перемещениях воздуха в каналах вентилятора малый кольцевой зазор становится причиной ухудшения аэродинамических характеристик. Кольцевой зазор между концами лопастей вентилятора и кожухом определяет потери вентилятора на просасывание воздуха. Индуцируемое сопротивление потока воздуха в зазоре о стенки кожуха влияет на расход воздуха через воздушный тракт и на затраты мощности на привод вентилятора.

Экспериментальные исследования эффективности вентиляторной установки

Весь комплекс научных исследований по определению оптимальных компоновочных параметров вентиляторной установки, а также энергозатрат на привод вентилятора был осуществлён в лаборатории двигателей Минского тракторного завода.

Экспериментальными исследованиями по определению влияния кольцевого зазора на расход потока воздуха через воздушный тракт и температурный режим двигателя установлено, что увеличение кольцевого зазора с 7,7 мм до 9,0 мм увеличивает производительность вентиляторной установки на 5,7 %, скорость воздуха увеличивается на 0,25 м/с. Соответственно, снижается температурный режим по охлаждающей жидкости и смазочному маслу двигателя как на режиме

максимальной мощности, так и на режиме максимального крутящего момента. Уменьшение температурного режима составляет 1,0...1,5 °С. При больших кольцевых зазорах 22,5...29,0 мм увеличение его на 6,5 мм на режиме максимального крутящего момента приводит к увеличению температуры охлаждающей жидкости на 2...3,5 °С. Кольцевой зазор 22,0 мм и более уменьшает производительность вентиляторной установки, повышается температурный режим двигателя. Кольцевой зазор 9 мм и менее нежелателен ввиду возможного задевания лопастей за кожух. Рекомендуемым следует считать кольцевой зазор $\Delta R = 13 \pm 1,0$ мм, который, как показал анализ, наиболее приемлем для вентиляторных установок сельскохозяйственных тракторов «Беларус».

Испытания моторной установки (рис. 4), укомплектованной радиатором охлаждения, масляными радиаторами смазочного масла двигателя Д-245, трансмиссии и другими устанавливаемыми в воздушном тракте узлами трактора МТЗ-1022 в тепловой камере показывают, что при увеличении расстояния ΔL от 10 до 40 мм наблюдается увеличение скорости и расхода воздуха. Максимум достигается при $\Delta L = 40$ мм. Зависимость $V_w = f(\Delta L)$ до максимума имеет параболический характер. При увеличении этого размера до 60 мм средняя скорость воздуха и производительность снижается на 0,8...3,4 % в сравнении с $\Delta L = 40$ мм, а при дальнейшем увеличении расстояния от радиатора до лопастей вентилятора до 100 мм скорость воздуха и производительность вентилятора незначительно увеличиваются и имеют прямолинейный характер. Поэтому рекомендуемым расположением сердцевин водяного радиатора относительно лопастей вентилятора следует считать расстояние:

$$\Delta L = (0,085 \dots 0,090) D_B. \quad (8)$$

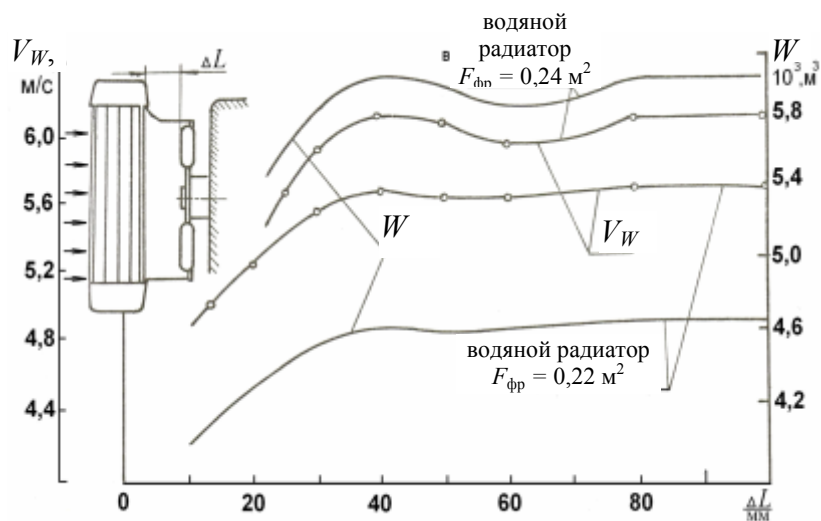


Рис. 4. Скорость и расход воздуха через воздушный тракт трактора МТЗ-1022 в зависимости от расстояния лопастей вентилятора до сердцевин радиатора

Испытания моторной установки в тепловой камере показывают, что увеличение расстояния ΔL с 25 до 40 мм снижает температуру охлаждающей жидкости на 1...4,5 °С, смазочного масла дизеля на 1,5 °С. Увеличение расстояния между сердцевинкой водяного радиатора и лопастями вентилятора улучшает обдув радиаторов охлаждающим воздухом, повышает скорость и расход потока воздуха на 1,8...11 %.

Исследованиями установлено, что средняя скорость воздуха перед фронтом радиатора и расход его зависят также от выступания лопастей вентилятора из кожуха ΔB . Средняя скорость воздуха перед фронтом радиатора двигателя Д-245 при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и выступании лопастей вентилятора из кожуха $\Delta B = 15 \text{ мм}$ составила $5,6 \text{ м/с}$, производительность вентиляторной установки составила $4640 \text{ м}^3/\text{ч}$. При увеличении на 5 мм выступания лопастей из кожуха $\Delta B = 20 \text{ мм}$ средняя скорость воздуха перед фронтом радиаторов уменьшается на $0,8 \dots 1,1 \%$. Увеличение выступания вентилятора до 30 мм уменьшает расход охлаждающего воздуха до $4320 \text{ м}^3/\text{ч}$. С увеличением фронтальной поверхности радиатора от $0,22$ до $0,24 \text{ м}^2$ характер изменения средней скорости и расхода воздуха при тех же параметрах установки вентилятора в зависимости от выступания лопастей из кожуха сохраняется, т. е. максимальное значение скорости и расхода воздуха обеспечивается при выступании лопастей вентилятора $\Delta B = 15 \text{ мм}$.

Таким образом, экспериментально установлено, что расход воздуха через воздушный тракт моторной установки может быть увеличен без существенных переделок узлов системы охлаждения при оптимальной установке лопастей вентилятора относительно кожуха. Рекомендуемой при данной компоновке воздушного тракта является установка вентилятора, при которой расстояние:

$$\Delta B = (0,030 \dots 0,035) D_B. \quad (9)$$

Анализ затрат мощности на привод вентилятора

Мощность, потребляемая приводом вентилятора, определяется его производительностью W , аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта $\Delta P_{\text{ВТ}}$ и КПД $\eta_{\text{В}}$ равным для осевых лопастных вентиляторов $0,3 \dots 0,4$.

$$N_{\text{В}} = \frac{W \Delta P_{\text{ВТ}}}{\eta_{\text{В}}}. \quad (10)$$

Между потребляемой вентилятором мощностью и частотой вращения существует зависимость:

$$N_{\text{В}} = A n_{\text{В}}^x. \quad (11)$$

Потребляемая приводом вентилятора мощность уменьшает эксплуатационную мощность двигателя, увеличивает расход топлива. При увеличении частоты вращения потребление мощности вентилятором увеличивается.

Исследования показывают, что увеличение диаметра вентилятора на 10 мм , увеличивает расход потребляемой мощности на 9% . Расчётная зависимость потребляемой мощности вентиляторами диаметром 450 и 460 мм по данным, полученным при испытаниях, соответственно имеет вид:

$$N_{\text{В}} = 4,23 \cdot 10^{-4} n_{\text{В}}^3, \text{ кВт}. \quad (12)$$

$$N_{\text{В}} = 4,4 \cdot 10^{-4} n_{\text{В}}^{2,915}, \text{ кВт}. \quad (13)$$

Расчётная зависимость, рекомендуемая для расчёта потребляемой приводом вентилятора мощности в функции от частоты вращения коленчатого вала двигателя для вентиляторов $\varnothing 510 \dots 540 \text{ мм}$, имеет вид:

$$N_{\text{В}} = 9,15 \cdot 10^{-4} n_{\text{В}}^2, \text{ кВт}. \quad (14)$$

В целом, потребляемая приводом вентилятора мощность при увеличении частоты вращения увеличивается. Следует полагать, что зависимость меняет характер в связи с тем, что к аэродинамическому сопротивлению вентилятора прибавляются затраты мощности на трение ременной передачи, подшипников водяного насоса, а также гидравлического сопротивления неравномерности потока в воздушном тракте.

Анализ влияния конструктивных параметров вентилятора на потребляемую мощность показывает, что при увеличении угла атаки лопастей вентилятора при частоте вращения коленчатого вала двигателя до 1800 мин^{-1} изменение затрат мощности не выявлено. При дальнейшем увеличении частоты вращения на каждые 200 мин^{-1} затраты мощности увеличиваются незначительно, увеличение составляет $1,5...2 \%$ для вентиляторов с углом атаки лопастей 30° по сравнению с углом атаки 27° . Увеличение диаметра вентилятора повышает затраты мощности на его привод, с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя затраты мощности также повышаются.

Увеличение потребляемой мощности вентилятором $\varnothing 540 \text{ мм}$ по сравнению с вентилятором $\varnothing 510 \text{ мм}$ составляет $25...30 \%$ при одном значении частоты вращения.

Заключение

Результаты проведённых исследований свидетельствуют о том, что рекомендуемыми установочными размерами для вентиляторных установок тракторов «Беларус» являются:

- наружный диаметр вентилятора должен быть не менее наименьшего фронтального размера радиатора;
- расстояние между сердцевиной радиатора и лопастями рекомендуется в пределах $40 \pm 5 \text{ мм}$;
- выступание лопастей из кожуха вентилятора рекомендуется в пределах $16 \pm 2,5 \text{ мм}$;
- кольцевой зазор между лопастями и кожухом рекомендуется в пределах $13 \pm 1,0 \text{ мм}$.

Очевидным является то, что привод вентилятора уменьшает эксплуатационную мощность двигателя. В целях уменьшения энергозатрат на привод вентилятора необходимо придерживаться приведённых выше установочных размеров вентиляторной установки, а также проводить тщательный подбор узлов вентиляторной установки по конструктивным параметрам.

Литература

1. Калинушкин, М. П. Вентиляторные установки / М. П. Калинушкин. – 7-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высш. шк., 1979. – 223 с.
2. Тарасенко, В. Е. К вопросу теплового баланса двигателя: материалы II Междунар. науч.-практ. конф. студентов и молодых ученых «Перспективна техника і технології–2006» / В. Е. Тарасенко, А. И. Якубович. – Николаев, 2006. – 136 с.
3. Экспериментальные исследования аэродинамического тракта тракторов «Беларус» / А. И. Якубович [и др.] // Сб. «Повышение проходимости и совершенствование конструкций тракторов и автомобилей». – Ленинград, 1978.

Получено 19.10. 2006 г.