

शुद्ध प्रशीतन प्रभाव प्राप्त करने के लिए गणितीय मॉडल के माध्यम से कार के एयर कंडीशनिंग प्रणाली की ऊष्मा भार की गणना

Heat load calculation of a car's air conditioning system through mathematical model to obtain the net refrigeration effect

सुधीर कुमार यादव¹ एवं डॉ. योगेंद्र वी कुवार²

Sudheer Kumar Yadav¹ and Dr. Yogendra V. Kuwar²

^{1,2} MED office, SVNIT, Surat, Gujrat, India, 395007

d22me003@med.svnit.ac.in , yvk@med.svnit.ac.in

सारांश

किसी वाहन पर दूसरा सबसे बड़ा ऊर्जा खपत उपकरण एयर कंडीशनर होता है। इस शोध पत्र में, एयर कंडीशनर और ऊष्मा भार गणना में पुनः परिचालित हवा का उपयोग करने की ऊर्जा-बचत क्षमता का आकलन किया गया है। ऊष्मा संतुलन विधि (Heat Balance Method (HBM)) का उपयोग करके वाहन के इंटीरियर में अनुभव किए गए हीटिंग और कूलिंग भार का अनुमान लगाया जाता है। विभिन्न प्रकार के ऊष्मा भार, जैसे प्रत्यक्ष सौर विकिरण, फैलाव विकिरण, परावर्तित विकिरण, परिवेश भार, वेंटिलेशन भार, इंजन भार, निकास भार और चयापचय (Metabolism) भार एक वाहन के केबिन पर कुल ऊष्मा भार गणना में आते हैं। ऊष्मा हस्तांतरण घटना के गणितीय मॉडल का उपयोग करके विभिन्न ऊष्मा भार श्रेणियों की गणना की जाती है। भार का अनुमान लगाने के उद्देश्य से गणितीय भार गणना मॉडल विकसित किए जाते हैं और विभिन्न स्रोतों से एकत्र किए जाते हैं। वैश्विक सौर विकिरण के लिए हमें दिल्ली, मुंबई, चेन्नई, कोलकाता और बेंगलुरु जैसे विभिन्न शहरों के अक्षांश कोण, घंटे के कोण, गिरावट कोण और जेनिथ कोण की गणना करनी होती है। वर्तमान मॉडल, केबिन के लिए एक संकुचित-शरीर (लम्प-बॉडी) दृष्टिकोण का उपयोग करके वास्तविक समय में सिमुलेशन अवधि के दौरान तापीय भार (Thermal Load) की भविष्यवाणी करने में सक्षम है। इस लेख में हमने वैगन आर कार के लिए एयर कंडीशनिंग भार की गणना का अध्ययन किया है। सड़क से परावर्तित विकिरण से प्राप्त ऊष्मा और वाहन के धातु शरीर के माध्यम से विकिरण और संवहन द्वारा प्रेषित ऊष्मा की गणना करने के लिए ऊष्मा भार के गणितीय मॉडल के समीकरण को हल करने के लिए न्यूटन-रैप्सन विधि का उपयोग किया है।

Abstract

The second-largest energy-consuming device on a vehicle is the air conditioner. In this research paper, the energy-saving potential of using recirculated air in the air conditioner and heat load calculations are assessed. The heating and cooling loads experienced in a vehicle interior are estimated using the Heat Balance Method (HBM). Different types of heat loads, such as direct solar radiation, diffuse radiation, reflected radiation, ambient load, ventilation load, engine load, exhaust load and metabolic load come into play in the total heat load calculation on the cabin of a vehicle. Calculations of the various heat load categories are done by using mathematical models of heat transfer phenomena. For the purpose of estimating load, mathematical load computation models are developed and gathered from diverse sources. For global solar radiation, we have to calculate

the latitude angle, hour angle, declination angle (δ) and zenith angle of different cities such as Delhi, Mumbai, Chennai, Kolkata and Bengaluru. The current model is able to predict the thermal loads during the simulation period in real-time using a lumped-body approach for the cabin. In this article we have done a case study of calculating air conditioning load for a Wagon R car. We have used the Newton-Raphson method to solve the equation of mathematical models of heat load to compute the heat received from reflected radiation from the road and the heat transmitted by radiation and convection through the vehicle's metal body.

मुख्य शब्द: कार एयर कंडीशनिंग, ऊष्मा भार, गणितीय मॉडलिंग, ऊष्मा संतुलन विधि, सौर विकिरण, कार केबिन।

Keywords: Car air conditioning, Heat load, Mathematical modelling, Heat balance method, Solar radiation, Car cabin.

परिचय

ऊष्मा भार की गणना एक कार एयर कंडीशनिंग सिस्टम (सीएसीएस) के तापीय डिजाइन का एक महत्वपूर्ण घटक है। संघनित्र (Condenser), संपीड़क (Compressor) और वाष्पीकरण कुण्डली (कूलिंग कॉइल) जैसे एयर कंडीशनिंग घटकों के डिजाइन के लिए, प्रशीतन प्रभाव और वाष्पीकरण कुण्डली की शीतलन क्षमता की पर्याप्त समझ होना आवश्यक है [1]। निकाय का प्रदर्शन, लागत और रखरखाव ऊष्मा भार अनुमान से सीधे प्रभावित होते हैं। इसलिए, एयर कंडीशनिंग निकाय को डिजाइन करते समय आरामदायक परिस्थितियों में अनुभव किए गए ऊष्मा भार को ध्यान में रखा जाना चाहिए [2]। प्रदर्शन गुणांक (सीओपी) को प्रशीतन प्रभाव और संपीड़क शक्ति के अनुपात के रूप में परिभाषित किया जाता है [1]। कार एयर कंडीशनिंग निकाय के लिए कुल ऊष्मा भार का अनुमान लगाते समय विभिन्न व्यक्तिगत

ऊष्मा भार घटकों पर विचार किया जाता है [3]।

फ़ैयाजबक्श एवं अन्य [2] ने एक व्यापक ऊष्मा संतुलन मॉडल पेश किया जो केबिन ज्यामिति, भौतिक विशेषताओं और केबिन के लिए एक संकुचित-शरीर (Lumped-body) पद्धति को नियोजित करता है, जिससे सिमुलेशन अवधि के दौरान तापीय भार के वास्तविक समय का अनुमान लगाया जा सकता है। यह मॉडल कंप्यूटर कोड का उपयोग करके निष्पादित किया जाता है, जिसमें विभिन्न ड्राइविंग स्थितियों को समायोजित किया जाता है। विभिन्न ड्राइविंग परिदृश्यों में सिमुलेशन परिणाम इस बात पर प्रकाश डालते हैं कि प्रतिबिंबित विकिरण और इंजन निकास सहित विशिष्ट भार श्रेणियां अक्सर असंगत होती हैं, जबकि परिवेश या वेंटिलेशन भार जैसे अन्य केबिन तापमान में उतार-चढ़ाव पर उल्लेखनीय प्रभाव डाल सकते हैं।

बार्नवे एवं अन्य [4] ने आवासीय भार की गणना के लिए नई प्रक्रियाओं की एक जोड़ी पेश की, आवासीय ऊष्मा संतुलन (आरएचबी) एक जटिल ऊष्मा संतुलन तकनीक है जिसमें कंप्यूटर कार्यान्वयन की आवश्यकता है और आवासीय भार कारक (आरएलएफ), एक सरलीकृत दृष्टिकोण है जिसकी मैनुअल रूप से गणना की जा सकती है, और स्प्रेडशीट उपयोग के लिए उपयुक्त है। आरएचबी के विकास के दौरान प्राप्त अंतर्दृष्टि एयर-कूल्ड आवासीय स्थानों में संवहनी ऊष्मा हस्तांतरण, शीतलन के मौसम के दौरान जमीन की ऊष्मा हस्तांतरण, स्पष्ट आकाश सौर विकिरण और आंतरिक छायांकन से संबंधित मॉडलों में वृद्धि को प्राथमिकता देने की आवश्यकता को रेखांकित करती है। इसके अलावा, आवासीय अधिभोग पैटर्न, उपकरण के उपयोग और आंतरिक छायांकन के संचालन में आगे की जांच की आवश्यकता है।

लेस्ली-एनी हुडी [5] के निष्कर्षों के अनुसार चयापचय (Metabolism) दर यांत्रिक और तापीय ऊर्जा दोनों में रासायनिक ऊर्जा के परिवर्तन का

प्रतिनिधित्व करती है। यह दर मांसपेशियों के परिश्रम और गतिविधि के स्तर से संबंधित ऊर्जा व्यय के मात्रात्मक संकेतक के रूप में कार्य करती है। उनके शोध से पता चलता है कि गर्म जलवायु की विशेषता वाले क्षेत्रों में, शारीरिक परिश्रम से जुड़ा ऊंचा चयापचय (Metabolism) ऊष्मा उत्पादन तनाव को बढ़ा सकता है, मुख्य रूप से पसीने के वाष्पीकरण की प्रक्रिया के माध्यम से पर्याप्त ऊष्मा के अपव्यय की आवश्यकता होती है। इसके अतिरिक्त, यह उल्लेखनीय है कि समान कामकाजी परिस्थितियों में और एक ही कार्यभार के लिए चयापचय (Metabolism) दर में व्यक्तिगत बदलाव 5% तक हो सकते हैं।

जेंग एवं अन्य [7] ने वाहन डिब्बे की ज्यामितीय विशेषताओं के आधार पर वाहन की ऊष्मा की गणना के लिए एक सीधा दृष्टिकोण तैयार किया। यह दृष्टिकोण ग्लेजिंग सतहों (छायांकन सहित), विंडशील्ड और छत कोण और वाहन के अभिविन्यास जैसे कारकों को ध्यान में रखता है। विशेष रूप से, यह विधि प्रत्यक्ष और विसरित आपतित सौर विकिरण की गणना पर विशेष जोर देती है। उनके शोध के परिणाम बताते हैं कि बाहरी हवा मोड में अनुभव किए गए शीतलन भार पुनः परिसंचरण मोड में देखे गए भार से अधिक होते हैं, जो मुख्य रूप से केबिन में ताजी हवा के प्रवाह के कारण होता है।

टेल्बी एवं अन्य [8] ने उच्च परिवेशीय तापमान, विशेष रूप से 35°C पर संचालित होते हुए, एक टर्बोचार्ज्ड डीजल इंजन के साथ एक अवशोषण प्रशीतन इकाई की चार विशिष्ट विन्यासों के सैद्धांतिक प्रदर्शन का अध्ययन किया। इन विन्यासों का सिमुलेशन 'स्प्राइस' का उपयोग करके आयोजित किया गया था, जो इंजन प्रदर्शन से संबंधित भविष्यवाणियां करने के लिए बड़े पैमाने पर नियोजित एक व्यापक रूप से मान्यता प्राप्त सिमुलेशन कार्यक्रम है। उनके अध्ययन के परिणामों ने कई प्रमुख निष्कर्षों का खुलासा किया। सबसे पहले, यह देखा गया कि सिस्टम में प्रवेश करने वाले इनलेट तापमान को कम करने से

द्रव्यमान प्रवाह दर में वृद्धि हुई। इसके अतिरिक्त, निकास गैस तापमान और ब्रेक विशिष्ट ईंधन खपत (बीएसएफसी) दोनों ने गिरावट का प्रदर्शन किया क्योंकि चार्ज एयर-कूलिंग में वृद्धि हुई। विशेष रूप से, अध्ययन में जोर दिया गया है कि ऐसे मामलों में जहां एयर कंडीशनिंग की मांग शाफ्ट पावर की आवश्यकता से अधिक है, चार्ज एयर-कूलिंग के न्यूनतम स्तर को लागू करना अनिवार्य हो जाता है। यह उपाय सुनिश्चित करता है कि इंजन पर तापीय भार स्वीकार्य सीमा के भीतर रहता है।

खय्याम एवं अन्य [9] ने एक ऊर्जा प्रबंधन प्रणाली तैयार की, जिसका प्राथमिक उद्देश्य वाहन की ऊर्जा खपत को रोकना था, जबकि इसकी एयर कंडीशनिंग प्रणाली सक्रिय है। यह प्रणाली हवा के द्रव्यमान प्रवाह दर के गतिशील नियंत्रण के माध्यम से अपने लक्ष्य को प्राप्त करती है, जिससे यह विभिन्न गर्मी और भार स्थितियों के जवाब में ब्लोअर गति और एयर-गेट ओपनिंग दोनों को समायोजित करती है। व्यावहारिक रूप से, एक चलते वाहन के लिए सिमुलेशन आयोजित किए गए थे, जिसमें एयर कंडीशनिंग सिस्टम लगा हुआ था। इन सिमुलेशन के परिणामों ने रेखांकित किया कि सिस्टम प्रभावी रूप से समग्र ऊर्जा खपत को कम करते हुए वांछित केबिन आराम तापमान की प्राप्ति को सक्षम बनाता है।

डिंग एवं अन्य [14] ने एक प्रथम-क्रम अंतर समीकरण प्रस्तावित किया जो निर्वहन पैनल तापमान, केबिन ऊष्मा हस्तांतरण गुणांक, निर्वहन वॉल्यूमेट्रिक वायु प्रवाह और औसत आंतरिक तापमान के बीच एक संबंध स्थापित करता है। इस समीकरण को हल करना मोटर वाहन एयर कंडीशनिंग डिजाइन और परीक्षण प्रक्रियाओं के दायरे में एक समग्र अंतर्दृष्टि प्रदान करता है। इसके अलावा, इस समाधान को इसके अस्थायी रूप में तैनात करना मानक कूल-डाउन या निष्क्रिय परीक्षणों के दौरान समय के साथ आंतरिक तापमान भिन्नताओं के बीच एक महत्वपूर्ण संबंध स्थापित करने का कार्य

करता है। यह विश्लेषणात्मक दृष्टिकोण मोटर वाहन जलवायु नियंत्रण प्रणालियों के गतिशील पहलुओं को समझने में महत्वपूर्ण योगदान देता है।

वन्हुआ एवं अन्य [16] ने मेट्रो या रेलगाड़ी के डिब्बे की सीमाओं के भीतर शीतलन भार में उतार-चढ़ाव को समझने के उद्देश्य से एक संख्यात्मक अन्वेषण किया। इस जांच ने परिवेश की स्थिति, केबिन के इंटीरियर की स्थितियों, कार की गति, ताजी हवा की मात्रा, सौर समय और यात्रियों की संख्या सहित कई महत्वपूर्ण निवेशी मापदंडों को ध्यान में रखा, जो एक व्यापक संख्यात्मक सिमुलेशन और विश्लेषण करने में सहायक थे। इस अध्ययन के निष्कर्ष कई प्रमुख टिप्पणियों पर प्रकाश डालते हैं। विशेष रूप से, यह देखा गया कि सौर समय और यात्री गिनती एक प्रभाव डालती है जो ऊष्मा भार को बढ़ाती है, जिसके परिणामस्वरूप कमरे का तापमान और चूषण दबाव बढ़ जाता है। इसके विपरीत, वाहन की गति को बढ़ाने से एयर कंडीशनिंग निकाय द्वारा अनुभव किए गए ऊष्मा भार में कमी आई थी, जो ऐसे परिवहन वातावरण में तापीय आराम को प्रभावित करने वाले कारकों में मूल्यवान अंतर्दृष्टि प्रदान करता है।

होरेल एवं अन्य [17] ने स्थिर वाहनों में केबिन के तापमान में वृद्धि का अनुमान लगाने के लिए एक गतिशील मॉडल तैयार किया। यह मॉडल अपनी भविष्यवाणियों के लिए वैश्विक विकिरण, हवा के तापमान और हवा के वेग जैसे मौसम संबंधी मापदंडों का लाभ उठाता है। ऐसी स्थितियों में जहां एक बंद पार्क वाहन एक संक्षिप्त अवधि के लिए प्रत्यक्ष सौर विकिरण के तहत, आमतौर पर लगभग 60 मिनट के लिए, केबिन के भीतर परिणामी तापीय स्थितियों में लावारिस बच्चों और पालतू जानवरों के लिए जीवन के लिए खतरा पैदा कर सकती हैं, जिससे घातक हीट स्ट्रोक की संभावना बढ़ जाती है।

सोउलिओस एवं अन्य [18] ने वाहन केबिन के भीतर अनुभव किए गए सोख तापमान पर ओवरहीटिंग को कम करने के उपायों के प्रभाव पर ध्यान केंद्रित

करते हुए एक विश्लेषण किया, जैसे कि वर्णक्रमीय सौर-प्रतिबिंबित अपारदर्शी सतहें, चयनात्मक ग्लेजिंग और विंडशील्ड पर छायांकन। अध्ययन के परिणामों से पता चला है कि गर्म जलवायु में वाहनों पर अपारदर्शी सतहों के सौर और तापीय अवशोषण कम होने पर केबिन हवा के तापमान में कमी देखी जाती है। विशेष रूप से, अध्ययन में पाया गया कि आंतरिक छायांकन उपायों को लागू करने की तुलना में बाहरी छायांकन को नियोजित करने से केबिन हवा के तापमान में अधिक कमी आती है।

वशिष्ठ एवं अन्य [19] ने विविध ऑटोमोबाइल एसी सिस्टम की एक व्यापक परीक्षा आयोजित की, उन्हें तीन प्रकारों में वर्गीकृत किया: सक्रिय, निष्क्रिय और हाइब्रिड एसी सिस्टम। इस अध्ययन में वाहन के कुल प्रदर्शन और इन प्रणालियों के बीच संवाद को गहराई से जांचा गया। विशेष रूप से, अनुसंधान ने हाइब्रिड एसी सिस्टम के अनुप्रयोगों का पता लगाया, ऊर्जा दक्षता और ईंधन की खपत में उल्लेखनीय वृद्धि पर जोर दिया। शोध के परिणामों ने सक्रिय वीसीआर प्रणाली के भीतर महत्वपूर्ण संशोधनों को रेखांकित किया। इसके विपरीत, निष्क्रिय एसी प्रणाली को इसके कम प्रदर्शन गुणांक (सीओपी) और एक ओवरसाइज्ड डिजाइन के मुद्दे के कारण चुनौतियों का सामना करना पड़ा, जिससे ऑटोमोटिव एयर कंडीशनिंग (एएसी) संदर्भ में इसकी प्रयोज्यता सीमित हो गई। हालांकि, यह पाया गया कि निष्क्रिय एसी प्रणाली ने अपनी पर्यावरण-मित्रता के कारण कम ऊर्जा खपत और सकारात्मक पर्यावरणीय प्रभाव का प्रदर्शन किया। विशेष रूप से, इलेक्ट्रिक वाहनों (ईवी) के लिए डिजाइन किए गए हाइब्रिड एसी सिस्टम ने आंतरिक दहन इंजन (आईसीई) वाहनों की तुलना में उच्च ऊर्जा दक्षता और बेहतर पर्यावरणीय स्थिरता का प्रदर्शन किया।

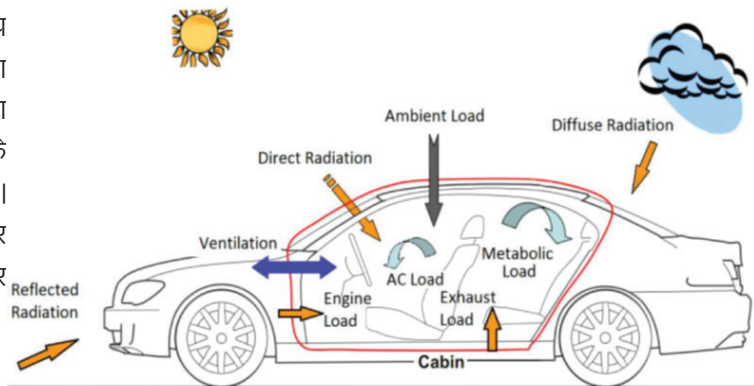
वु एवं अन्य [20] ने प्रतिक्रिया कारक विधि का उपयोग करके एक गतिशील तापीय भार मॉडल पेश किया और तापीय भार कम्प्यूटेशंस पर

थर्मो-फिजिकल मापदंडों के प्रभाव की जांच की। उल्लेखनीय रूप से, गणना का समय 50 सेकंड के समय चरण को नियोजित करते हुए केवल 0.95 सेकंड तक कम हो गया था, जबकि सिमुलेशन और प्रयोगात्मक आंतरिक तापमान के बीच त्रुटि को 5% की स्वीकार्य सीमा के भीतर बनाए रखा गया था। अध्ययन के निष्कर्षों ने कई महत्वपूर्ण टिप्पणियों पर प्रकाश डाला। सबसे पहले, लिफाफे की मोटाई में वृद्धि, तापीय चालकता को कम करना और विशिष्ट ऊष्मा को कम करने के परिणामस्वरूप पैनल के आंतरिक तापमान के चरम मूल्य में क्रमशः 3.10 डिग्री सेल्सियस, 2.58 डिग्री सेल्सियस और 0.31 डिग्री सेल्सियस की कमी आई। इसके अतिरिक्त, यह स्थापित किया गया था कि सौर तापीय भार सौर ऊंचाई में वृद्धि के साथ बढ़ता है, खासकर कर्क रेखा के करीब के क्षेत्रों में। अंत में, दिन के उजाले के घंटों के दौरान, निष्क्रिय शीतलन तकनीक के कार्यान्वयन के साथ मिलकर वाहन वेग में वृद्धि, आंतरिक तापमान में गिरावट की ओर ले जाती है, जो तापीय आराम को बढ़ाने में इन उपायों की प्रभावशीलता को रेखांकित करती है।

एक साहित्य सर्वेक्षण के आधार पर, यह निर्धारित किया गया है कि कोई मौजूदा गणितीय समीकरण नहीं है जो वाहन की ज्यामिति और भौतिक गुणों के लिए लेखांकन करते समय कार केबिन के अंदर सभी प्रकार के ऊष्मा भार पर व्यापक रूप से विचार करता हो। इसलिए, यह शोध पत्र एक गणितीय समीकरण प्राप्त करने पर केंद्रित है जो कार केबिन के अंदर आवश्यक प्रशीतन प्रभाव प्रदान करता है। यह समीकरण विभिन्न ऊष्मा लाभों को ध्यान में रखता है, जिसमें सौर विकिरण (फैलाव और प्रत्यक्ष दोनों), केबिन के अंदर यात्रियों द्वारा उत्पन्न चयापचय ऊष्मा, आसपास के वातावरण से वाहन तक संवहनी ऊष्मा हस्तांतरण, इंजन से ऊष्मा रिसाव, सड़क की सतह से परावर्तित विकिरण, वेंटिलेशन भार और बहुत कुछ शामिल हैं। उपरोक्त सभी उल्लेखों को जोड़कर ऊष्मा लाभ कुल ऊष्मा भार है जो कार केबिन के अंदर कार्य कर रहे हैं। वर्तमान अवलोकन में, बेंगलुरु के साथ-साथ भारत के अन्य प्रमुख शहरों में गर्मियों के समय की स्थिति के लिए पांच-सीटर कार द्वारा प्राप्त विशेष ऊष्मा को निर्धारित करने के लिए गणना की गई है।

कार केबिन में ऊष्मा भार का प्रकार (Type of heat load in car cabin)

ऊष्मा भार के नौ अलग-अलग रूप केबिन के शुद्ध ऊष्मा लाभ की गणना को प्रभावित करते हैं। विभिन्न कारकों के आधार पर, कुल ऊष्मा भार को या तो सकारात्मक माना जा सकता है, जो केबिन हीटिंग को दर्शाता है, या नकारात्मक, जो केबिन शीतलन का संकेत देता है। समग्र मॉडल को मान्य करने के लिए, शामिल सहसंबंध विशेष रूप से व्यक्तिगत वाहन मॉडल के लिए किए गए शोध पर निर्भर हैं। एक बार किसी विशेष परिदृश्य के लिए नए सहसंबंध स्थापित हो जाने के बाद, उन्हें मौजूदा मॉडल में तुरंत एकीकृत किया जा सकता है और प्रत्येक नए वाहन के लिए अनुकूलित किया जा सकता है। नीचे दिया गया चित्र 1 आमतौर पर सामना किए जाने वाले तापीय भार की प्राथमिक श्रेणियों को दर्शाता है।



चित्र 1 एक वाहन केबिन में तापीय भार । [2, 3]

पूर्ववर्ती आरेख में चित्रित ऊष्मा भार केबिन ऊष्मा भार में तात्कालिक वृद्धि में योगदान करते हैं। ऊष्मा भार की गणना के लिए गणितीय सूत्रीकरण निम्नानुसार है: [2,3]

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = \dot{Q}_{\text{Met}} + \dot{Q}_{\text{Amb}} + \dot{Q}_{\text{exh}} + \dot{Q}_{\text{eng}} + \dot{Q}_{\text{Ven}} + \dot{Q}_{\text{AC}} + \dot{Q}_{\text{Dir}} + \dot{Q}_{\text{Dif}} + \dot{Q}_{\text{Ref}}$$

$$\text{कुल सौर विकिरण } (\dot{Q}_{\text{TSR}}) = \dot{Q}_{\text{Dir}} + \dot{Q}_{\text{Dif}} + \dot{Q}_{\text{Ref}}$$

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = \dot{Q}_{\text{Met}} + \dot{Q}_{\text{Amb}} + \dot{Q}_{\text{exh}} + \dot{Q}_{\text{eng}} + \dot{Q}_{\text{Ven}} + \dot{Q}_{\text{AC}} + \dot{Q}_{\text{TSR}}$$

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = \text{शुद्ध प्रशीतन प्रभाव } \dot{Q}_{\text{NRE}}$$

$$\text{शुद्ध प्रशीतन प्रभाव } \dot{Q}_{\text{NRE}} = \dot{Q}_{\text{Met}} + \dot{Q}_{\text{Amb}} + \dot{Q}_{\text{exh}} + \dot{Q}_{\text{eng}} + \dot{Q}_{\text{Ven}} + \dot{Q}_{\text{AC}} + \dot{Q}_{\text{TSR}} \quad (1)$$

जहां:

\dot{Q} : तापीय भार प्रति यूनिट समय

\dot{Q}_{Total} : केबिन में कुल ऊष्मा भार

\dot{Q}_{Met} : चयापचय के कारण ऊष्मा भार

$\dot{Q}_{\text{(Dir.)}}$: सौर का प्रत्यक्ष ऊष्मा विकिरण

\dot{Q}_{Dif} : सौर का प्रत्यक्ष ऊष्मा विकिरण

\dot{Q}_{Ref} : सौर की परावर्तित ऊष्मा विकिरण

\dot{Q}_{Amb} : परिवेश के कारण ऊष्मा भार

\dot{Q}_{exh} : निकास के कारण ऊष्मा भार

\dot{Q}_{eng} : इंजन के कारण ऊष्मा भार

\dot{Q}_{Ven} : वेंटिलेशन के कारण ऊष्मा भार

\dot{Q}_{AC} : एसी चक्र के कारण उत्पन्न तापीय भार

कुल सौर ताप विकिरण प्रत्यक्ष, फैलाव और परावर्तित सौर विकिरण को सारांशित करके प्राप्त किया जाता है। निम्नलिखित समीकरण दर्शाता है कि भार घटकों को प्रत्येक समय चरण में बीजगणितीय रूप से कैसे जोड़ा जाता है, जिसके परिणामस्वरूप केबिन हवा के तापमान और सतह के तापमान का निर्धारण होता है। [2]

$$\Delta T_i = \frac{\dot{Q}_{\text{Total}}}{M_a C_a + DTM} \Delta t \quad (2)$$

$$\Delta T_s = \frac{\dot{Q}_s}{M_s C_s} \Delta t$$

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{s,\text{Rad}} + \dot{Q}_{s,\text{Amb}}$$

जहां:

T_i : वर्तमान समय चरण में केबिन के अंदर तापमान T_s : वर्तमान समय चरण में सतह तत्व का तापमान

DTM : सभी गहरे तापीय द्रव्यमानों का योग \dot{Q}_s : सतह द्वारा शुद्ध ऊष्मा लाभ

$\dot{Q}_{s,\text{Rad}}$: विकिरण द्वारा ऊष्मा का लाभ $\dot{Q}_{s,\text{Amb}}$: परिवेश से ऊष्मा का लाभ

t : समय चरण m_a : केबिन वायु द्रव्यमान C_a : वायु विशिष्ट ऊष्मा

c_s और m_s सतह तत्व की विशिष्ट ऊष्मा और द्रव्यमान हैं।

चयापचयी भार (Metabolic Load)

मानव शरीर चयापचय प्रक्रियाओं के परिणामस्वरूप लगातार ऊष्मा और आर्द्रता उत्पन्न करता है [5]। यह ऊष्मा धीरे-धीरे शारीरिक ऊतकों से निकलती है और केबिन की हवा में प्रवेश करती है। चयापचय भार ऊष्मा लाभ की मात्रा को संदर्भित करता है जो केबिन हवा अनुभव करती है। चयापचय ऊष्मा भार की गणना निम्नानुसार की जा सकती है:

$$\dot{Q}_{Met} = \sum MA_{Du} \quad (3)$$

यहां, M प्रति यात्री चयापचय ऊष्मा उत्पादन की दर का प्रतिनिधित्व करता है। यह मान विभिन्न कारकों, जैसे व्यवसाय और गतिविधि के स्तर के आधार पर निर्धारित किया जाता है, और आईएसओ 8996 [6] में प्रदान किए गए सारणीबद्ध मूल्यों से प्राप्त किया जाता है। उदाहरण के लिए, मानों की गणना आमतौर पर ड्राइवर के लिए 85.0 W/m^2 और बैठे यात्री के लिए 55.0 W/m^2 के रूप में की जाती है। डबोइस क्षेत्र, जिसे A_{Du} [6] के रूप में निरूपित किया गया है, शरीर की सतह क्षेत्र का एक अनुमान है, जो किसी व्यक्ति की ऊंचाई और वजन के आधार पर निर्धारित किया जाता है।

$$A_{Du} = 0.202 W^{0.425} H^{0.725} \quad (4)$$

जहां H और W क्रमशः यात्री ऊंचाई और वजन दिखाते हैं।

परिवेश भार (Ambient Load)

परिवेश भार तापीय भार का प्रतिनिधित्व करता है जहां तापमान अंतर के कारण ऊष्मा आसपास के वातावरण से केबिन में स्थानांतरित होती है। इस ऊष्मा हस्तांतरण में शरीर के पैनलों पर चालन, बाहरी संवहन और आंतरिक संवहन शामिल हैं, जो सभी केबिन और आसपास के वातावरण के बीच समग्र गर्मी हस्तांतरण में योगदान करते हैं। परिवेश भार मॉडल का सामान्य रूप निम्नलिखित समीकरण में प्रस्तुत किया गया है:

$$\dot{Q}_{Amb} = \sum_{Surface} UA_s (T_o - T_i) \quad (5)$$

समीकरण में, "U" ऊष्मा हस्तांतरण के समग्र गुणांक का प्रतिनिधित्व करता है, जबकि " T_o " और " T_i " क्रमशः औसत परिवेश तापमान और औसत केबिन तापमान को दर्शाता है। "U" मान में संवहन, सतह चालन और बाहरी संवहन शामिल हैं [7], और इसे निम्नानुसार व्यक्त किया जा सकता है [7]:

$$U = \frac{1}{R}$$

जहां: (6)

$$R = \frac{1}{h_o} + \frac{\lambda}{K} + \frac{1}{h_i}$$

पर्यावरण से सतह पर एकत्र की गई ऊष्मा और केबिन में विकिरण की ऊष्मा के बीच का अंतर प्रत्येक सतह घटक के लिए ऊष्मा लाभ या हानि को परिभाषित करता है। नतीजतन, शुद्ध अवशोषित ऊष्मा को निम्नानुसार वर्णित किया जा सकता है। [2]

$$\dot{Q}_{Amb} = UA_s (T_o - T_s) - UA_s (T_s - T_o) = UA_s (T_o - 2T_s + T_i) \quad (7)$$

जहां T_o , T_i और T_s क्रमशः बाहर, केबिन और सतह के औसत तापमान को व्यक्त करते हैं।

निकास भार (Exhaust Load)

आंतरिक दहन इंजन (ICE) पारंपरिक और हाइब्रिड इलेक्ट्रिक वाहनों दोनों में पाए जा सकते हैं, और वे निकास गैसों को उत्पन्न करते हैं। ये निकास गैसों 1000 डिग्री सेल्सियस (निकास गैस तापमान या EGT) तक के तापमान तक पहुंच सकती हैं। निकास गैसों के उच्च तापमान के कारण, कुछ ऊष्मा केबिन से केबिन फर्श तक स्थानांतरित हो सकती है [9]। निकास ऊष्मा भार निम्नानुसार व्यक्त किया जाता है:

$$\dot{Q}_{\text{exh}} = UA_{\text{exh}}(T_{\text{exh}} - T_i) \quad (8)$$

जहां: U सतह घटक और निकास पाइप के संपर्क के बीच ऊष्मा हस्तांतरण का समग्र गुणांक है, जिसकी गणना समीकरण (6) से की जाती है।

$$T_{\text{exh}} = 0.1380 \text{ rpm} \quad (9)$$

जहां आरपीएम (rpm) इंजन शाफ्ट की कोणीय गति है।

इंजन भार (Engine Load)

निकास भार के अलावा, पारंपरिक और हाइब्रिड दोनों वाहनों में उच्च तापमान इंजन भी केबिन में तापीय लाभ में योगदान कर सकता है। समीकरण (10) इंजन तापीय भार की गणना के लिए प्रक्रिया को रेखांकित करता है।

$$\dot{Q}_{\text{eng}} = UA_{\text{eng}}(T_{\text{eng}} - T_i) \quad (10)$$

जहां:

U : ऊष्मा हस्तांतरण का समग्र गुणांक,

T_{eng} : इंजन का औसत तापमान

हम निम्नलिखित सूत्र का उपयोग करके इंजन के औसत तापमान की गणना कर सकते हैं। [2, 9]

$$T_{\text{eng}} = -2 \times 10^{-6} \text{ rpm}^2 + 0.0355 \text{ rpm} + 77.5 \quad (11)$$

वेंटिलेशन भार (Ventilation Load)

केबिन की हवा में कार्बन डाइऑक्साइड (CO_2) की मात्रा धीरे-धीरे बढ़ती है क्योंकि यात्री सांस लेते हैं। इसलिए, यात्रियों के आराम को सुनिश्चित करने के लिए, केबिन में ताजी हवा की न्यूनतम प्रवाह दर पेश की जानी चाहिए। एक पारंपरिक वाहन में विभिन्न यात्री गणनाओं के लिए न्यूनतम ताजा हवा की आवश्यकताओं को आर्नल्ट और सॉयर द्वारा प्रलेखित किया गया है [10]। उदाहरण के लिए, एक यात्री को न्यूनतम 13.0% ताजी हवा की आवश्यकता होती है। फ्लेचर और सॉन्डर्स द्वारा विभिन्न वाहन प्रकारों से हवा का रिसाव दर्ज किया गया है [11]। केबिन और पर्यावरण के बीच दबाव अंतर के साथ-साथ वाहन की गति के कारण सामान्य वाहनों में इस तरह का रिसाव होता है। 0.01 kPa के दबाव अंतर पर एक विशिष्ट कार के लिए 1.2 m^3/min की रिसाव दर देखी गई है [11]। वेंटिलेशन और एयर कंडीशनिंग के मामलों में, केबिन दबाव आमतौर पर आसपास की हवा से थोड़ा अधिक होता है। इसलिए, वेंटिलेशन भार को रिसाव वायु प्रवाह दर को ध्यान में रखना चाहिए। इसके विपरीत, यह माना जाता है कि स्थिर-स्थिति संचालन के दौरान निर्मित दबाव स्थिर रहता है। यह भी माना जाता है कि केबिन में प्रवेश करने वाली परिवेशी वायु का तापमान और आर्द्रता तब तक केबिन के तापमान और आर्द्रता से मेल खाते हैं जब तक यह बाहर नहीं निकलती। वेंटिलेशन

ऊष्मा लाभ में संवेदनशील और गुप्त दोनों ऊष्मा भार शामिल हैं [12]। तापीय ऊष्मा लाभ की मात्रा की गणना केबिन में प्रवेश करने वाली ज्ञात ताजी हवा प्रवाह दर के आधार पर की जा सकती है |

$$\dot{Q}_{Ven} = m_{ven} (e_0 - e_i) \quad (12)$$

जहां:

m_{ven} : वेंटिलेशन की द्रव्यमान प्रवाह दर है। e_0 व e_i : परिवेश और केबिन विशिष्ट तापीय धारिता (एंथेल्पी) है।

शुष्क हवा के प्रति किलोग्राम विशिष्ट एन्थेल्पियों की गणना इस प्रकार की जा सकती है:

$$e = 1006 * T + (2500 \times 10^3 + 1880 * T) X \quad (13)$$

जहां:

T हवा का तापमान °C में है और X शुष्क हवा के प्रति ग्राम वाष्प के ग्राम में आर्द्रता अनुपात है।

आर्द्रता अनुपात की गणना सापेक्ष आर्द्रता के कार्य के रूप में की जाती है।

$$X = 0.62198 \frac{\phi P_s}{P - \phi P_s} \quad (14)$$

जहां ϕ सापेक्ष आर्द्रता, P वायुमंडलीय दबाव और P_s तापमान T पर जल वाष्प का संतृप्ति दबाव है।

एसी भार (AC Load)

वांछित आराम सीमा के भीतर केबिन तापमान बनाए रखने के लिए, एयर कंडीशनिंग सिस्टम को अतिरिक्त तापीय भार की भरपाई करनी चाहिए। ठंड के मौसम में, केबिन को सकारात्मक एसी भार (हीटिंग) की आवश्यकता होती है, जबकि गर्म मौसम में, स्वीकार्य तापमान बनाए रखने के लिए एक नकारात्मक एसी भार (कूलिंग) आवश्यक है [13]। एसी सिस्टम द्वारा उत्पन्न विशिष्ट भार इसके मापदंडों और परिचालन स्थितियों पर निर्भर करता है। इस अध्ययन में, यह माना जाता है कि एक एसी प्रणाली या ऊष्मा पंप चक्र तापीय भार प्रदान करता है, जिसकी गणना निम्नानुसार की जाती है:

$$\dot{Q}_{AC} = -[\dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{eng} + \dot{Q}_{Ven}]$$
$$\dot{Q}_{AC} = - \frac{(m_a c_a + DTM) (T_i - T_{comf})}{t_c} \quad (15)$$

समीकरण (15) में, T_{comf} वांछित आराम स्तर के तापमान का प्रतिनिधित्व करता है। कुल पुल-डाउन समय को पुल-डाउन समय स्थिरांक " t_c " द्वारा परिकलित किया जाता है। पुल-डाउन समय केबिन के तापमान को एक आरामदायक स्तर तक पहुंचने के लिए एक केल्विन से कम करने के लिए आवश्यक अवधि है। एयर कंडीशनिंग भार के लिए समीकरण (16) का उपयोग करके पुल-डाउन स्थिरांक निम्नानुसार निर्धारित किया जा सकता है:

$$t_c = \frac{tp}{\ln|T_i - T_{comf}|} \quad (16)$$

समीकरण (16) में, T_i प्रारंभिक केबिन तापमान का प्रतिनिधित्व करता है। यह ध्यान रखना महत्वपूर्ण है कि वास्तविक एसी भार सिस्टम साइजिंग और डिजाइन से प्रभावित होता है। एक विशिष्ट प्रणाली के लिए भार, पंखे और कंप्रेसर गति के आधार पर भिन्न हो सकता है। चक्र की वास्तविक बिजली खपत का मूल्यांकन करने के लिए, वाष्प संपीड़न चक्र के लिए प्रदर्शन के उचित गुणांक (COP) पर विचार करना आवश्यक है।

सौर वैश्विक विकिरण भार (Solar global radiation load)

वाहनों द्वारा अनुभव किए जाने वाले शीतलन भार विशेष रूप से सौर विकिरण से उत्पन्न ऊष्मा लाभ से प्रभावित होते हैं। हैण्डबुक [13] के अनुसार, सौर विकिरण ऊष्मा भार को प्रत्यक्ष, प्रसार और प्रतिबिंबित सौर विकिरण के लिए जिम्मेदार ठहराया जा सकता है। प्रत्यक्ष, प्रसार और परावर्तित सौर विकिरण गिरावट कोण, जेनिथ कोण और सौर विकिरण तीव्रता जैसे कारकों से प्रभावित होते हैं। निर्दिष्ट दिन संख्या (N) के लिए, गिरावट कोण को इस प्रकार परिभाषित किया गया है:

$$\delta = 23.45 \sin \frac{360(N + 284)}{365} \quad (17)$$

जेनिथ कोण को θ_z के रूप में परिभाषित किया गया है।

$$\theta_z = \cos \delta \cos \omega + \sin \delta \sin \omega \quad (18)$$

सामान्य सूर्य प्रत्यक्ष विकिरण को, हैण्डबुक [13] द्वारा स्पष्ट आकाश मॉडल से निर्धारित किया जा सकता है:

$$I_{bn} = A \exp\{-\exp\{-1.1840 \times 10^{-4} Z \frac{B}{\cos \theta_z}\}\} \quad (19)$$

जहां: $A = 1164$, $B = 0.164$, and $C = 0.120$ क्रमशः, स्थिरांक हैं।

क्षैतिज सतह पर विकिरण की तीव्रता – $H_b = I_{bn} \cos \theta_z$

डिफ्यूज विकिरण तीव्रता $H_d = C * I_{bn}$

$$H_g = H_b + H_d \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (20)$$

H_b प्रत्यक्ष सौर विकिरण है और H_d फैलाने वाला सौर विकिरण है।

- ऊष्मा हस्तांतरण के वाहन के बाहरी ओर वायु गुणांक को निर्धारित करने के लिए, वायु प्रवाह के लिए रेनॉल्ड्स नंबर को इस रूप में लिखा जा सकता है

$$Re = \frac{V_0 L_{top}}{\nu}$$

जहां L_{top} वाहन की शीर्ष सतह की लंबाई है, ν हवा की गतिज चिपचिपाहट है, V_0 वाहन की शीर्ष

सतह पर वायु वेग प्रवाह है, वाहन की शीर्ष सतह को क्षैतिज प्लेट के रूप में माना जाता है।

लेमिनार प्रवाह के लिए (laminar flow) $Re < 5 \times 10^5$

$$(Nusselt No.) Nu = 0.644 Re^{0.5} Pr^{0.33}$$

प्रवाह के अशांत प्रकार के लिए (Turbulent flow) $Re > 5 \times 10^5$

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.333}$$

ऊष्मा अंतरण का बाह्य गुणांक

$$h_0 = \frac{Nu k}{L_{top}} \text{ (W/m}^2\text{k)}$$

जहां k वायु की तापीय चालकता है।

- कार के इंटीरियर के लिए ऊष्मा हस्तांतरण (h_i) के आंतरिक पक्ष गुणांक को निर्धारित करने के लिए, बाहरी सतह की गणना के लिए उपयोग की जाने वाली समान प्रक्रियाओं को नियोजित किया जाता है। एक ही समीकरण विभिन्न आंतरिक केबिन स्थितियों के साथ लागू होते हैं। निर्दिष्ट आंतरिक केबिन परिस्थितियों के तहत कार के लिए रेनॉल्ड्स नंबर की गणना निम्नानुसार की जाती है:

$$Re = \frac{\rho V_i L_{top}}{\mu}$$

जहां μ हवा की गतिशील चिपचिपाहट है, L_{ip} कार की आंतरिक सतह की लंबाई है, V_i केबिन के अंदर आंतरिक सतहों पर वायु प्रवाह की चक्रण गति है और ρ वायु घनत्व है। नुसेल्ट नंबर कार की अंदर की सतहों को प्लेट के रूप में मानकर इसी तरह निर्धारित किया जाता है।

- न्यूटन – रैप्सन दृष्टिकोण को सड़क से परावर्तन विकिरण द्वारा अनुमानित ऊष्मा और वाहन के धातु शरीर के माध्यम से विकिरण और संवहन द्वारा संचरण ऊष्मा को निर्धारित करने के लिए अपनाया गया है। गणितीय समीकरण को कवर करने वाले फलन को न्यूटन-रैप्सन द्वारा कंप्यूटर सिमुलेशन कोड में कुछ पुनरावृत्ति के साथ 10^{-6} की न्यूनतम त्रुटि के साथ अंतिम मूल्य का अनुमान लगाने के लिए तापमान के प्रारंभिक गेज मान को मानकर हल किया जाता है।
- धातु वाहन के शरीर से संवहन और विकिरण के माध्यम से प्रेषित ऊष्मा की गणना करने के लिए, न्यूटन-रैप्सन तकनीक को नियोजित करने वाली ऊष्मा गणना के लिए एक गणितीय मॉडल का उपयोग निम्नलिखित फलन को हल करने के लिए किया जा सकता है। यह धातु वाहन शरीर के बाहरी सतह के तापमान के निर्धारण को सक्षम बनाता है [3]। फलन निम्नानुसार व्यक्त किया गया है:

$$\text{फलन} = \sigma \epsilon_m A_{top} T_{o,s}^4 + [h_0 A_{dir} + \frac{K_m A_{dir}}{t_{cov} (\frac{K_{cov}}{t_{cov} h_i} + 1)}] T_{o,s} - (QTY)_1 \quad (21)$$

जहां $(QTY)_1$

$$(QTY)_1 = \frac{A_{dir} T_i K_{cov}}{t_{cov}} + (1 - \rho) H_g A_{dir} + \sigma \epsilon_m A_{top} T_{sky}^4 + h_0 A_{dir} T_0 \quad (22)$$

जहां:

स्टीफन बोल्जमैन स्थिरांक (σ) : $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{k}^4$

K_{cov} : कार की आंतरिक कवर की तापीय चालकता

C_m : धातु प्लेट वाहन की ग्रहणशीलता

A_{top} : वाहन का ऊपरी सतह क्षेत्र

$T_{s,o}$: वाहन के बाहरी सतह का तापमान

A_{dir} : प्रत्यक्ष विकिरण उजागर वाहन का क्षेत्र

t_{cov} = इंटीरियर मोटाई

T_i = केबिन के अंदर हवा का तापमान

ρ : धातु शरीर परावर्तकता

K_m = कार की धातु बॉडी तापीय चालकता

T_o = हवा का परिवेश का तापमान

t_m = धातु शरीर की मोटाई

ऊष्मा लाभ या संचरण की गणना [3]

$$Q_{\text{tran,metal}} = \frac{K_{cov}A_{dir}}{t_{cov}(\frac{K_{cov}}{t_{cov}h_i} + 1)} T_{o,s} - \frac{A_{dir}T_iK_{cov}}{t_{cov}} \quad (23)$$

- एक वाहन की कांच की सतहों में संवहन और विकिरण द्वारा स्थानांतरित की गई ऊष्मा की गणना:

$$Q_{\text{tran,glass}} = A_{\text{glass}} H_g \left\{ \left(\frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}} \right) \frac{\alpha}{h_o} \right\} + \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}} A_{\text{glass}} (T_o - T_i) \quad (24)$$

जहां:

A_{glass} : कांच की सतह का वह क्षेत्र जो सौर विकिरण वाहन केबिन से गुजरता है।

K_{glass} : ग्लास तापीय चालकता।

α : कांच की अवशोषणता

τ = ग्लास संप्रेषणीयता (transmissivity)।

- कार में यात्रियों से उत्कृष्ट और विवेकीय ऊष्मा लाभ

$$Q_p = (SH_g + LH_g) N_p \quad (25)$$

जहां SH_g प्रति व्यक्ति संवेदनशील ऊष्मा और LH_g प्रति व्यक्ति गुप्त ऊष्मा है। N_p केबिन के अंदर कुल लोगों की संख्या है।

- परावर्तित विकिरण के कारण सड़क और कार की निचली सतहों के बीच उत्पन्न ऊष्मा सड़क की सतह और वाहन की निचली सतह के बीच संपर्क से प्रभावित होती है। इस क्रिया के लिए रेनॉल्ड्स संख्या गणना निम्नानुसार निर्धारित की जाती है:

$$Re = \frac{\rho V_o L_{bot}}{\mu}$$

लेमिनार प्रवाह के लिए $Re < 5 \times 10^5$

$$Nu = 0.644 Re^{0.5} Pr^{0.33}$$

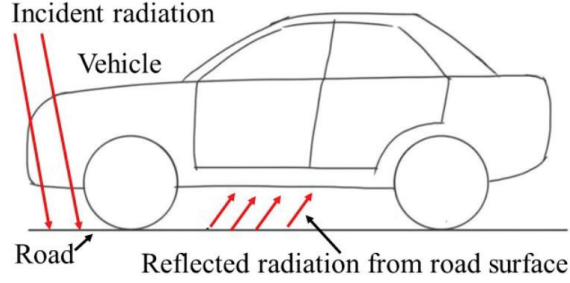
यदि प्रवाह अशांत है i.e. $Re > 5 \times 10^5$

$$Nu = 0.037 Re_{0.8} Pr_{0.333}$$

ऊष्मा अंतरण का गुणांक

$$h_{bot} = \frac{NuK}{L_{bot}} \text{ (W/m}^2\text{k)}$$

निम्नलिखित फलन को न्यूटन-रैफ्सन विधि का उपयोग करके हल किया जा सकता है ताकि सड़क से परावर्तित होने वाली ऊष्मा की गणना की जा सके।



चित्र 2: सड़क की सतह से सौर विकिरण प्रतिबिंब

$$\text{फलन} = 3.15\sigma T_{bot}^4 + 3.5 \times 0.5h_{bot} - 3.5h_{bot} - \frac{2800}{1 + 266.66[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_{bot} + (QTY)_2 \quad (26)$$

$$(QTY)_2 = 3.5 \times 0.5T_{road} + 3.15 \times 0.9\sigma T_{road}^4 + \frac{2800}{1 + 266.66[1 + \frac{105}{3.5h_i}]}$$

$$Q_{ref} = \frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_{bot} - \frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_i \quad (27)$$

$$Q_{TSR} = Q_{tran,Metal} + Q_{ref} + Q_{tran,glass}$$

कुल ऊष्मा लाभ व्यक्तिगत घटकों के योग से निर्धारित होता है और कुल ऊष्मा लाभ का अतिरिक्त 25% धातु संचरण, ग्लास ट्रांसमिशन और सड़क प्रतिबिंब के तीन घटकों के लिए जिम्मेदार ठहराया जाता है।

$$Q_{TSR} = 1.25 * [Q_{tran, Metal} + Q_{ref} + Q_{tran,glass}]$$

$$Q_{TSR} = 1.25 * \left[\frac{K_{cov} A_{dir}}{t_{cov} (\frac{K_{cov}}{t_{cov} h_i} + 1)} T_{0,s} - \frac{A_{dir} T_i K_{cov}}{t_{cov}} \right] + \left[\frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_{bot} - \frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_i \right] \quad (28)$$

$$+ [A_{glass} H_g \{ (\frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{glass}}{k_{glass}}}) \frac{\alpha}{h_0} \} + \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{glass}}{k_{glass}}} A_{glass} (T_0 - T_i)]$$

जहां:

- Q_{ref} : प्राप्त हुई परावर्तित विकिरण ऊष्मा T_i : कोबिन के अंदर का तापमान
 T_{bot} : सड़क के किनारे के संपर्क में आने वाले वाहन की निचली सतह का तापमान
 T_{road} : सड़क का तापमान T_0 : वायुमंडलीय तापमान
 $T_{0,s}$: वाहन के तापमान की सतह L_{bot} : वाहन की निचली सतह की लंबाई
 h_{bot} : सड़क और वाहन के बीच ऊष्मा हस्तांतरण का संवहन गुणांक

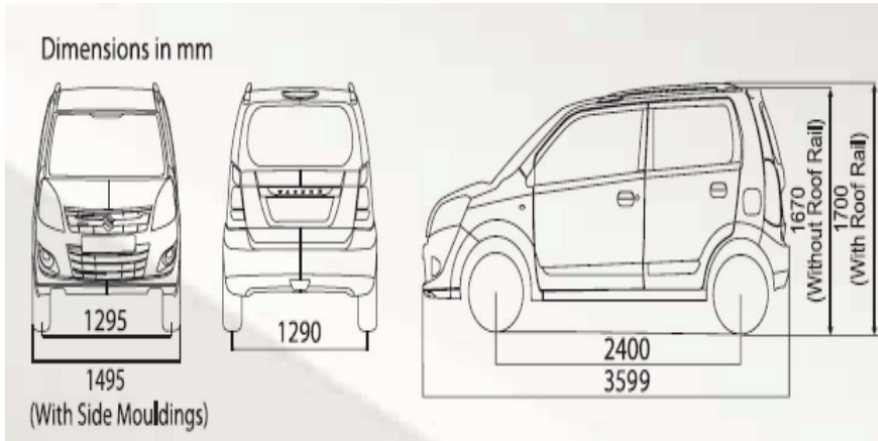
समीकरण (3), (7), (8), (10), (12), (15) और (28) के मूल्यों को समीकरण (1) में प्रतिस्थापित करके, हम कार केबिन के अंदर आराम बनाए रखने के लिए आवश्यक शुद्ध प्रशीतन प्रभाव की गणना कर सकते हैं।

$$\begin{aligned} \text{कुल प्रशीतन प्रभाव } (\dot{Q}_{NRE}) = & [\sum MA_{Du} + UA_s(T_0 - 2T_s + T_i) + UA_{\text{exh}}(T_{\text{exh}} - T_i) + UA_{\text{eng}}(T_{\text{eng}} - T_i) + \\ & m_{\text{ven}} \cdot (e_0 - e_i) + (-\frac{(m_a c_a + DTM)(T_i - T_{\text{comf}})}{t_c}) + 1.25 * [\frac{K_{\text{cov}} A_{\text{dir}}}{t_{\text{cov}} (\frac{K_{\text{cov}}}{t_{\text{cov}} h_i} + 1)} T_{0,s} - \frac{A_{\text{dir}} T_i K_{\text{cov}}}{t_{\text{cov}}}] + \\ & [\frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_{\text{bot}} - \frac{2800}{1 + 266.67[1 + \frac{105}{3.5h_i}]} T_i] + [A_{\text{glass}} H_g \{(\frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}}) \frac{\alpha}{h_0}\} + \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}} A_{\text{glass}} (T_0 - T_i)] \end{aligned}$$

ऊपर दिए गए समीकरण वांछित आराम क्षेत्र को बनाए रखने के लिए केबिन के भीतर आवश्यक शुद्ध प्रशीतन प्रभाव की गणना करते हैं।

वैगन आर कार के लिए परिणाम और व्यष्टि अध्ययन (Results & Case Study for Wagon R Car)

हम व्यष्टि अध्ययन के लिए वैगन आर कार की ज्यामिति और गुणों पर विचार करते हैं।



चित्र 3: वैगन आर कार का फ्रंट व्यू, रियर व्यू और साइड व्यू [15]

तालिका (Table) 1: वैगन आर कार के गुण (Properties of Wagon R car) [2]

गुण (Property)	कांच (Glass)	वाहन का शरीर (Vehicle body)
K (W/mk)	1.050	0.20
ρ (kg/m ³)	2500.0	1500.0
संचरणशीलता	0.50	0.0
अवशोषण (α)	0.30	0.40
विशिष्ट गर्मी (J/kgk)	840.0	1000.0
मोटाई t (mm)	3.0	10.0
लंबाई L (m)	0.0	2.40

$A_{\text{dir}} = 3.096 \text{ m}^2$ (वाहन सतह क्षेत्र जो प्रत्यक्ष सौर विकिरण के संपर्क में आता है)

$A_{\text{top}} = 2.71 \text{ m}^2$ (वाहन का ऊपरी सतह क्षेत्र)

$A_{\text{glass}} = 2.56 \text{ m}^2$ (वाहन का कांच की सतह का क्षेत्रफल)

परिवेश का तापमान : 35°C ,

प्रारंभिक केबिन तापमान : 60°C

परिवेश सापेक्ष आर्द्रता : 70% ,

केबिन सापेक्ष आर्द्रता : 50%

आराम का तापमान : 23°C ,

वेंटिलेशन प्रवाह : $0.28 \text{ m}^3/\text{min-person}$

यात्री की ऊंचाई : 1.6m ,

पुल-डाउन समय जच : 10 min

यात्रियों की संख्या : 5 ,

यात्री का वजन : 60 kg

तालिका (Table) 2: वायुमंडलीय दबाव पर हवा के गुण (Properties of air at atmospheric pressure) [13]

प्राचल (parameter)	At 35°C	At 50°C	At 60°C
V_0 (m/s)	7.5	7.621	8.03
ρ (Kg/m ³)	1.1459	1.1098	0.99948
μ (Kg/m-s)	1.8915×10^{-5}	1.9379×10^{-5}	2.0947×10^{-5}
C (kJ/kgk)	1.0067	1.0072	1.0095
K (W/mk)	0.02671	0.027440	0.029921
Pr	0.71289	0.71128	0.70622

35°C पर ऊष्मा हस्तांतरण का संवहन गुणांक

$$Re = (\rho V_0 L_{\text{bot}}) / \mu = (1.1459 \times 7.5 \times 2.4) / (1.8915 \times 10^{-5}) = 1.09 \times 10^6 \text{ (अशांत प्रवाह)}$$

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.333} = 2235.36$$

$$h_0 = \frac{Nu k}{L_{\text{top}}} = 24.8776 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

इसी तरह, केबिन के अंदर ऊष्मा हस्तांतरण का संवहन गुणांक 60°C

$$h_i = 24.264 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

आसपास की हवा से कार की ऊपरी सतह तक ऊष्मा का प्रवाह

$$Q = h_0 A (T_s - T_0) = \alpha \times I_{\text{bn}}$$

$$T_s = 45^{\circ}\text{C}$$

समीकरण (28) से 21 अप्रैल ($N = 111$) पर वैगन R कार द्वारा कुल सौर वैश्विक विकिरण लाभ की गणना करने के लिए

$$Q_{\text{TSR}} = 1.25 * [Q_{\text{tran,Metal}} + Q_{\text{ref}} + Q_{\text{tran,glass}}]$$

$$Q_{\text{TSR}} = 1.25 * \left[\frac{K_{\text{cov}} A_{\text{dir}}}{t_{\text{cov}} \left(\frac{K_{\text{cov}}}{t_{\text{cov}} h_i} + 1 \right)} T_{0,s} - \frac{A_{\text{dir}} T_i K_{\text{cov}}}{t_{\text{cov}}} \right] + \left[\frac{2800}{1 + 266.67 \left[1 + \frac{105}{3.5 h_i} \right]} T_{\text{bot}} - \frac{2800}{1 + 266.67 \left[1 + \frac{105}{3.5 h_i} \right]} T_i \right] \\ + [A_{\text{glass}} H_g \left\{ \left(\frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}} \right) \frac{\alpha}{h_0} \right\} + \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_i} + \frac{t_{\text{glass}}}{k_{\text{glass}}}} A_{\text{glass}} (T_0 - T_i)]$$

तालिका 3: विभिन्न शहरों के लिए वैगन आर कार द्वारा कुल सौर विकिरण (Q_{TSR}) लाभ (वाट में)

घंटे का कोण (Hour angle) ω	-60	-40	-20	0	20	40	60
Q_{TSR} (W) बेंगलुरु शहर के लिए ($\phi = 12.9^{\circ}N, Z = 920m$)	1907	1977	2034	2056	2034	1977	1907
Q_{TSR} (W) दिल्ली के लिए ($\phi = 28.7^{\circ}N, Z = 239m$)	1908	1971	2023	2040	2023	1971	1908
Q_{TSR} (W) मुंबई के लिए ($\phi = 19.07^{\circ}N, Z = 14m$)	1909	1977	2023	2053	2032	1977	1909
Q_{TSR} (W) चेन्नई के लिए ($\phi = 13.08^{\circ}N, Z = 6.7m$)	1907	1963	2034	2056	2034	1963	1907
Q_{TSR} (W) कोलकाता के लिए ($\phi = 22.57^{\circ}N, Z = 9.14m$)	1909	1975	2029	2049	2029	1975	1909



चित्र 4: भारत के विभिन्न शहरों के लिए कुल सौर विकिरण बनाम प्रति घंटा कोण

चित्र संख्या 4 से, यह देखा जा सकता है कि प्राप्त कुल ऊष्मा का मान सुबह 8 बजे 60° घंटे के कोण

पर कम होता है, शून्य-घंटे के कोण (दोपहर में) पर अधिकतम मान तक पहुँचता है और शाम 4 बजे फिर से -60° घंटे के कोण पर कम हो जाता है।

चयापचयी भार (Metabolic Load)

$$\dot{Q}_{Met} = \sum MA_{Du}$$

$$A_{Du} = 0.202 W^{0.425} H^{0.725}$$

जहाँ:

M: यात्री चयापचय ऊष्मा उत्पादन दर (यात्री के लिए 55.0 W/m^2 और ड्राइवर के लिए 85.0 W/m^2)

A_{Du} : शरीर की सतह का क्षेत्रफल

W: यात्री का वजन 60 किलो H: यात्री की ऊँचाई (1.6m)

इसलिए

$$A_{Du} = 0.202 \times 60^{0.425} \times 1.6^{0.725} = 1.62 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{Met} = (85 \times 1.62) + (55 \times 1.62 \times 4) = 494.1 \text{ W}$$

परिवेश भार (Ambient Load)

$$\dot{Q}_{Amb} = AU(T_0 - T_s) - AU(T_s - T_0) = AU(T_0 - 2T_s + T_i)$$

जहाँ U ऊष्मा हस्तांतरण का समग्र गुणांक है

$$U = \frac{1}{R}$$

$$R = \frac{1}{h_0} + \frac{\lambda}{K} + \frac{1}{h_i}$$

$$R = \frac{1}{24.8776} + \frac{0.01}{0.2} + \frac{1}{24.264} = 0.132 \text{ (m}^2\text{k/W)}$$

$$U = 7.61 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

$$\dot{Q}_{Amb} = 7.61 \times 2.71 \times (35 - 90 + 80) = - 551.57 \text{ W}$$

वेंटिलेशन भार (Ventilation Load)

$$\dot{Q}_{Ven} = m_{ven} (e_0 - e_i)$$

जहाँ e_0 और e_i क्रमशः परिवेश और केबिन एंथेल्पी हैं, और m_{ven} वेंटिलेशन द्रव्यमान प्रवाह दर है।

$$e = 1006T + (2.501 \times 10^6 + 1880T) X$$

जहां T हवा का तापमान है और X प्रति ग्राम शुष्क हवा में पानी का आर्द्रता अनुपात है। आर्द्रता अनुपात की गणना सापेक्षिक आर्द्रता के फलन के रूप में की जाती है।

$$X = 0.62198 \frac{\phi P_s}{100P - \phi P_s}$$

जहां P_s तापमान (T) पर संतृप्त जल वाष्प का दबाव है, P शुष्क हवा का दबाव है, और ϕ सापेक्ष आर्द्रता है।

35°C पर वाष्प का संतृप्ति दबाव (P_s) = 5.62 Kpa

60°C पर वाष्प का संतृप्ति दबाव (P_s) = 19.93 Kpa

वायुमंडलीय दबाव (P_{atm}) = 100Kpa

केबिन के लिए आर्द्रता अनुपात

$$X_i = 0.62198 \times \left(\frac{0.5 \times 19.93}{(100) - (0.5 \times 19.93)} \right) = 0.068 \text{ gm/gm of dry air}$$

परिवेश के लिए आर्द्रता अनुपात

$$X_0 = 0.62198 \times \left(\frac{0.7 \times 5.62}{(100) - (0.7 \times 5.62)} \right) = 0.0255 \text{ gm/gm of dry air}$$

केबिन तापीय धारिता (एंथेल्पी)

$$\begin{aligned} e_i &= 1006T_i + (2.501 \times 10^6 + 1880T_i) X_i \\ &= 1006 \times 60 + (2.5 \times 10^6 + 1880 \times 60) \times 0.0688 \\ &= 240.12 \text{ KJ/Kg of dry air} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} e_0 &= 1006T_0 + (2.501 \times 10^6 + 1880T_0) X_0 \\ &= 1006 \times 35 + (2.5 \times 10^6 + 1880 \times 35) \times 0.0255 \\ &= 100.637 \text{ KJ/Kg of dry air} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Ven} &= - m_{ven} (e_i - e_0) \\ &= - \rho V_{ven} (e_i - e_0) \\ &= - 1.12 \times (0.28/60) \times 5 \times (240.12 - 100.637) \\ &= - 3645.15 \text{ W} \end{aligned}$$

एसी भार (AC Load)

$$Q_{AC} = - \frac{(m_a c_a + DTM) (T_i - T_{comf})}{t_c}$$

$$t_c = \frac{tp}{\ln|T_i - T_{comf}|} = \frac{10}{\ln|60 - 23|} = 2.77 \text{ min}$$

सिस्टम साइजिंग और डिजाइन का वास्तविक एसी भार पर प्रभाव पड़ता है। पंखे और कंप्रेसर गति के आधार पर किसी विशेष प्रणाली के लिए भार भिन्न हो सकता है। वाष्प संपीड़न चक्र के लिए प्रदर्शन के उचित गुणांक (COP) को ध्यान में रखते हुए, चक्र की वास्तविक बिजली खपत का मूल्यांकन किया जाना चाहिए।

$$Q_{AC} = - 2800W$$

इंजन भार और एग्जॉस्ट भार का अन्य भार की तुलना में कम मूल्य होता है, इसलिए हम इंजन भार और निकास भार की उपेक्षा करते हैं।

$$\dot{Q}_{NRE} = \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + \dot{Q}_{Met} + \dot{Q}_{Amb} + \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{eng} + \dot{Q}_{Ven} + \dot{Q}_{AC}$$

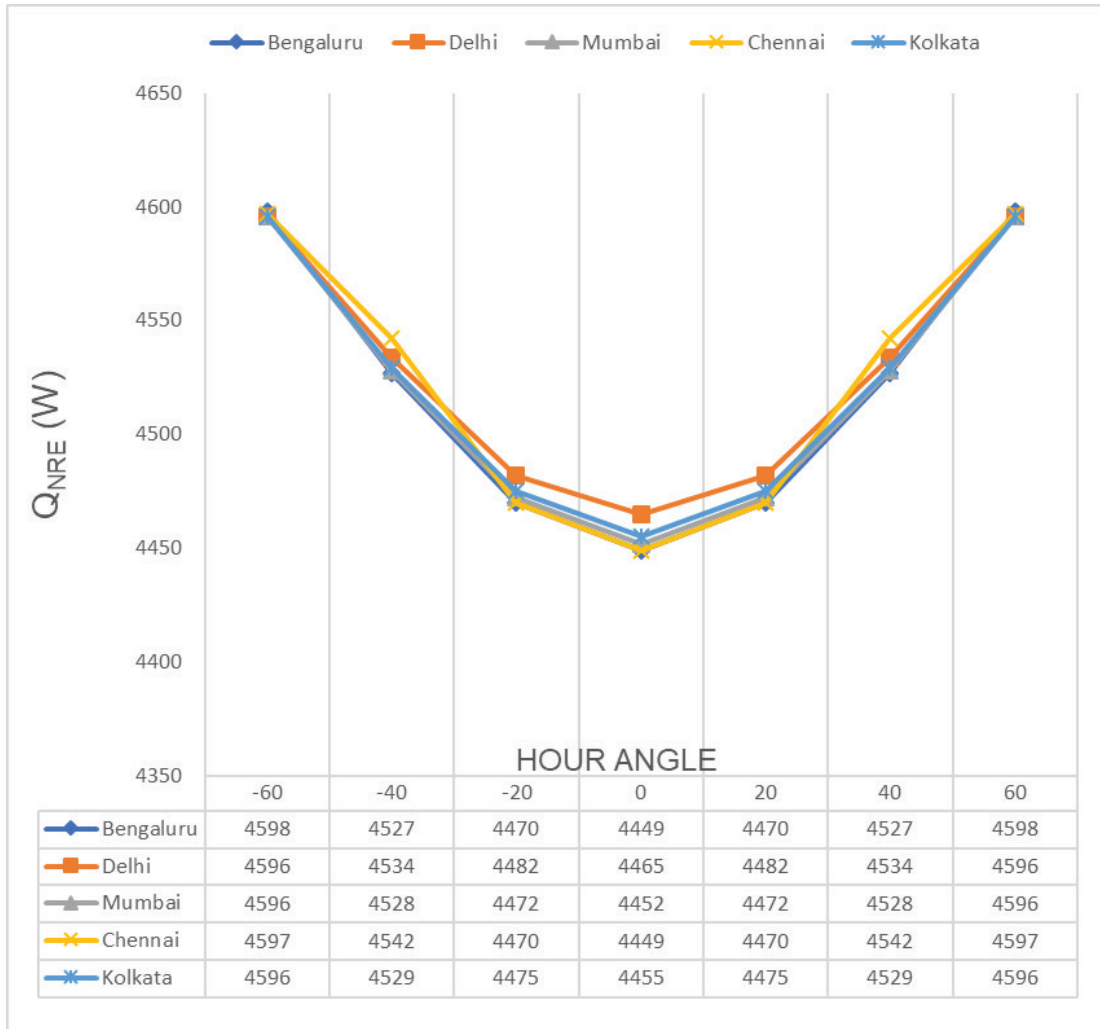
$$\dot{Q}_{NRE} = \dot{Q}_{Dir} + \dot{Q}_{Dif} + \dot{Q}_{Ref} + 491.1 - 551.57 + 0 + 0 - 3645.15 - 2800$$

$$\dot{Q}_{NRE} \text{ (शुद्ध प्रशीतन प्रभाव)} = - (Q_{TSR} - 6505.62)$$

हमने शुद्ध प्रशीतन प्रभाव के लिए नकारात्मक संकेत लिया है क्योंकि शीतलन प्रक्रिया के दौरान केबिन से ऊष्मा का नुकसान होता है।

तालिका 4: विभिन्न शहरों के लिए नेट प्रशीतन प्रभाव (Q_{NRE}) (वाट में)

घंटे का कोण (Hour angle) ω	-60	-40	-20	0	20	40	60
Q_{NRE} (W) बेंगलुरु शहर के लिए ($\phi = 12.9^0N$, $Z = 920m$)	4598	4527	4470	4449	4470	4527	4598
Q_{NRE} (W) दिल्ली के लिए ($\phi = 28.7^0N$, $Z = 239m$)	4596	4534	4482	4465	4482	4534	4596
Q_{NRE} (W) मुंबई के लिए ($\phi = 19.07^0N$, $Z = 14m$)	4596	4528	4472	4452	4472	4528	4596
Q_{NRE} (W) चेन्नई के लिए ($\phi = 13.08^0N$, $Z = 6.7m$)	4597	4542	4470	4449	4470	4542	4597
Q_{NRE} (W) कोलकाता के लिए ($\phi = 22.57^0N$, $Z = 9.14m$)	4596	4529	4475	4455	4475	4529	4596



चित्र 5: भारत में विभिन्न शहरों के लिए नेट प्रशीतन प्रभाव बनाम घंटे का कोण

तुलना और चर्चा

अली एवं अन्य [2] के शोध के अनुसार, वैगन आर कार की तुलना में विभिन्न ज्यामिति और गुणों वाले वाहन ने 3.8 किलोवाट का अधिकतम केबिन भार हासिल किया है, जो हमारे द्वारा दिये गए निष्कर्षों के अनुसार वैगन आर कार के लिए अधिकतम केबिन भार से 17.3% कम है।

कुवर [3], के शोध के अनुसार, वैगन आर कार की तुलना में विभिन्न ज्यामिति और गुणों वाले वाहन

ने 4 किलोवाट का अधिकतम केबिन भार हासिल किया है, जो हमारे द्वारा दिये गए निष्कर्षों के अनुसार वैगन आर कार के लिए अधिकतम केबिन भार से 13% कम है।

निष्कर्ष

- यात्री तापीय आराम सुनिश्चित करने के लिए, केबिन तापीय भार में चल रहे परिवर्तनों के लिए मोबाइल एयर कंडीशनिंग सिस्टम बनाया जाना चाहिए। इस अध्ययन में, विकिरण, संवहन और चालन के माध्यम से कार केबिन में प्रेषित विभिन्न हीटिंग और कूलिंग भार को ऊष्मा

संतुलन विधि (एचबीएम) का उपयोग करके मॉडल किया गया है। विभिन्न भार श्रेणियों की गणना के लिए ऊष्मा हस्तांतरण घटनाओं के गणितीय मॉडल के आवेदन की आवश्यकता होती है।

- कार के केबिन के अंदर विभिन्न प्रकार के ऊष्मा भार की गणना करने के लिए गणित मॉडलिंग का उपयोग करके ऊष्मा संवहन घटनाओं को मालूम कर सकते हैं। कार एयर कंडीशनिंग सिस्टम (सीएसीएस) के शुद्ध प्रशीतन प्रभाव की गणना के लिए प्रमुख प्रकार के गर्मी भार जो प्रत्यक्ष सौर विकिरण, प्रसार विकिरण, परावर्तित विकिरण, परिवेश भार, वेंटिलेशन भार, इंजन भार, निकास भार और चयापचय भार हैं, को ध्यान में रखा जाता है।
- वैगन आर कार की ज्यामिति और भौतिक गुणों का उपयोग ऊष्मा भार की गणना के लिए किया जाता है, कार शरीर के केबिन और बाहरी सतह के बीच ऊष्मा हस्तांतरण के चालन, संवहन और विकिरण मोड होते हैं, इसलिए कार के धातु शरीर की तापीय चालकता और ऊष्मा हस्तांतरण गणना का संवहन गुणांक केबिन तापमान के आधार पर लेमिनार और अशांत प्रवाह के लिए नुसेल्ट संख्या का उपयोग करके किया जाता है।
- गर्मी के मौसम की स्थिति के लिए उपरोक्त गणना से प्रत्यक्ष सौर विकिरण, डिफ्यूज विकिरण, परावर्तित विकिरण, इंजन भार, निकास भार और चयापचय भार कार केबिन के हीटिंग के लिए जिम्मेदार हैं, जबकि परिवेश भार, वेंटिलेशन भार और एसी भार कार केबिन के शीतलन के लिए जिम्मेदार हैं क्योंकि गर्मियों के दौरान कार केबिन का तापमान परिवेश के तापमान से अधिक होता है।
- इस शोध पत्र में हमने बेंगलुरु, दिल्ली, मुंबई, चेन्नई और कोलकाता जैसे भारत के विभिन्न

शहरों के लिए घंटे के कोण के संबंध में कार एयर कंडीशनिंग सिस्टम के कुल सौर विकिरण और शुद्ध प्रशीतन प्रभाव की गणना की है।

- चेन्नई शहर के लिए 600 घंटे के कोण पर कुल सौर विकिरण भार का न्यूनतम मूल्य 1907 वाट है और बेंगलुरु शहर के लिए 00 घंटे के कोण पर अधिकतम सौर विकिरण भार मान 2056 वाट है। जब सौर विकिरण भार न्यूनतम होता है, तो एयर कंडीशनिंग सिस्टम उसी बिजली ऑपरेटिंग स्थिति में अधिक प्रशीतन प्रभाव पैदा करेगा।
- शून्य-घंटे के कोण पर सौर विकिरण भार का उच्च मूल्य होता है, इसलिए एयर कंडीशनिंग सिस्टम कम प्रशीतन प्रभाव पैदा करेगा, जबकि 600 घंटे के कोण पर सौर विकिरण भार का न्यूनतम मूल्य होता है, इसलिए एयर कंडीशनिंग सिस्टम अधिक प्रशीतन प्रभाव पैदा करेगा।

अभिस्वीकृति

लेखक SAE इंटरनेशनल, ASHRAE हैण्डबुक ऑफ फंडामेंटल ऑफ अमेरिकन सोसाइटी ऑफ हीटिंग और SVNIT, सूरत को इस जांच के दौरान उनके मूल्यवान निवेश के लिए धन्यवाद देना चाहते हैं।

संदर्भ

- [1] C.P. Arora, Refrigeration & Air conditioning third edition, Tata Mcgraw-Hill, New Delhi.
- [2] M. Ali Fayazbakhsh and M. Bahrami, Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method, SAE International, 2013-01-1507 (2013).
- [3] Y. Vasantrao kuwar, Numerical and Experimental Studies on an Automotive Air Conditioning System, A Thesis Submitted For the Degree of Doctor of Philosophy in IISc Bangalore (2019).
- [4] Charles S. Barnaby, Jeffrey D. Spitler and Dongyi Xiao, The Residential Heat

- Balance Method for Heating and Cooling Load Calculations, ASHRAE Transactions, 111(1):308-319, (2005).
- [5] Lesley-Anne hudie, Ergonomics of the thermal environment Determination of metabolic rate, (2016). <https://www.researchgate.net/publication/306013139> .
- [6] ISO Standard, Ergonomics of the Thermal Environment - Determination of Metabolic Heat Production, ISO Standard 8996, Rev. (2004).
- [7] Y. zheng, B. mark & H. Youmans, A Simple Method to Calculate Vehicle Heat Load, SAE International, 2011-01-0127(2011).
- [8] M. Talbi and B. Agnew, Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning, Applied Thermal Engineering, 22 (2002) 693–702(2001).
- [9] H. Khayyam, Abbas Z. Kouzani, and Eric J. Hu, Reducing Energy Consumption of Vehicle Air Conditioning System by an Energy Management System, 978-1-4244-3504(2009).
- [10] M. Arndt and M. sauer, Spectroscopic Carbon Dioxide Sensor for Automotive Applications, 0-7803-8692-2/04/\$20.00 ©2004 IEEE (2004).
- [11] B. Fletcher and C.J. Saunders, Air change rates in stationary and moving motor Vehicles, 38 (1994) 243-256 (1994).
- [12] R.S. Khurmi and J.K. Gupta, A textbook of refrigeration & air conditioning, S.Chand Publishing, New Delhi (2020).
- [13] ASHRAE Handbook of Fundamental, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning, Atlanta, GA, (1988).
- [14] Y. Ding and Robert Zito, Cabin Heat Transfer and Air Conditioning Capacity, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2001-01-0284 (2001).
- [15] <http://www.marutiwagonr.com> .
- [16] Wenhua Li & Jian Sun, Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment, Applied Thermal Engineering 50 (2013) 37 – 45.
- [17] J. Horak, I. Schmerold, K. Wimmer, G. Schauburger, Cabin air temperature of parked vehicles in summer conditions: life-threatening environment for children and pets calculated by a dynamic model. Theor. Appl. Climatol. 130 (1-2), 107–118 (2017).
- [18] V. Soulios, R.C.G.M. Loonen, V. Metavitsiadis and J.L.M. Hensen, Computational performance analysis of overheating mitigation measures in parked vehicles. Appl. Energy 231, 635–644 (2018).
- [19] Sagar Vashisht, Dibakar Rakshit, Recent advances and sustainable solutions in automobile air conditioning systems. Journal of Cleaner Production 329 – 129754 (2021).
- [20] J. Wu, F. Jiang, H. Song, Chaopeng Liu and B. Lu, Analysis and validation of transient thermal model for automobile cabin. Therm. Eng. 122 - 91–102 (2017).